

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

БИБЛИОТЕКА ТЕПЛОТЕХНИКА

Э. А. Манушин

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ: проблемы и перспективы

739532-3



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1986

Рецензент Г.Г. Ольховский

Манушин Э.А.

М24 Газовые турбины: Проблемы и перспективы. — М.: Энергоатомиздат, 1986.—168 с.: ил.— (Б-ка теплотехника).

Рассмотрены циклы, схемы, параметры и конструкции газотурбинных и комбинированных установок, применяемых на электростанциях, газопроводах, промышленных предприятиях и транспортных объектах в СССР и за рубежом. Описаны перспективные установки, использующие органическое и ядерное топливо, а также энергию солнца. Показаны пути совершенствования газовых турбин и возможные сферы их применения в народном хозяйстве.

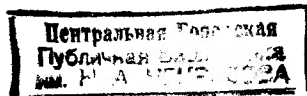
Для инженеров и техников, занимающихся проектированием и эксплуатацией ГТУ. Представляет интерес также для молодежи, решающей вопрос о выборе профессии.

М 2303020100-595
051 (01)-86 209-86

ББК 31.363

733532-3

Энергоатомиздат, 1986



ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемая читателю книга посвящена ГТД — одному из самых молодых и перспективных тепловых двигателей. В состав ГТД входят как минимум газовая турбина, компрессор и подогреватель рабочего тела (камера сгорания, ядерный реактор и др.). Иногда в ГТД включают теплообменники: воздухо- или газоподогреватели, воздухо- или газоохладители и т.п. Агрегат в целом называют газотурбинным двигателем (ГТД) или газотурбинной установкой (ГТУ). Первый из этих терминов относится обычно к авиационным и транспортным машинам, второй — к стационарным. Газотурбинной установкой называют также силовую установку, состоящую из ГТД, вспомогательного оборудования, воздухозаборного устройства с фильтром и шумоглушителем, газоотводящего тракта с теплоутилизационным оборудованием и др.

За сравнительно короткий период, отсчитываемый с послевоенного времени, ГТД прошел сложный путь развития. Наряду с крупнейшими успехами в авиации, где он практически полностью заменил поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и достиг высокой степени совершенства, наряду с большими успехами в газовой промышленности, где он представляет собой основной и постоянно совершенствующийся тип газоперекачивающего оборудования на газопроводах, наряду с определенными успехами в судостроении ГТД имеет весьма скромные достижения в энергетическом машиностроении, еще меньшие — в автомобилестроении.

Медленная реализация достоинств ГТД объясняется не только относительной сложностью научных и технических проблем, которые для этого приходится решать, но и субъективными причинами организационного характера, а также недоверием возможных заказчиков к перспективным достоинствам энергоустановок нового типа при наличии достаточно эффективного, хотя и ограниченного в своих потенциальных возможностях существующего энергооборудования.

Одной из задач этой книги явилось объяснение истинных технико-экономических возможностей ГТД и ГТУ, показ необходимости более серьезно относиться к этим возможностям.

К одной из объективных причин недостаточного развития ГТУ обычно относят низкую топливную экономичность или, другими словами, большой расход топлива по сравнению с установками и двигателями других типов: паротурбинными установками (ПТУ) электростанций, ДВС локомотивов, колесных и гусеничных машин и т.д. При этом часто не учитывают, что лучшие образцы ГТД имеют показатели топливной экономичности, не уступающие показателям других энергоустановок, что

не только одной топливной экономичностью определяется эффективность любой энергоустановки, что, наконец, установки и двигатели других типов прошли значительно более длительный и не менее сложный путь развития, прежде чем достигли современных высоких показателей. Не принимают во внимание также, что по своим потенциальным возможностям ГТУ не сравнимы ни с одной из противопоставляемых установок; например, конструктору не составляет большого труда указать пути повышения топливной эффективности современных ГТД на много процентов, в то время как для повышения эффективности энергоустановок других типов даже на доли процента требуются большие усилия.

Другой объективной причиной слабого развития ГТД некоторых типов считают их недостаточную надежность и малый срок службы. Однако при этом не учитывают, что ресурс авиационных ГТД, увеличению которого уделялось постоянное внимание, за последние 40 лет их развития повысился с нескольких десятков до многих тысяч часов, несмотря на то, что нагрузки и температуры в них резко возросли. Не всем известно также, что более 100 первых отечественных ГТУ для магистральных газопроводов, выпущенных в конце 1950-х — начале 1960-х годов, имеют наработку свыше 100 000 ч и до сих пор находятся в эксплуатации. Ресурсы судовых ГТД уже достигают нескольких десятков тысяч часов.

К третьей объективной причине слабого развития одного из типов ГТД — энергетических ГТУ, предназначенных для выработки электроэнергии на электростанциях, иногда относят их ограниченную мощность, не позволяющую им конкурировать с мощными паротурбинными блоками. При этом не учитывают, что выполненные проектные проработки показывают возможности создания ГТУ и ПГУ мощностью в несколько сот мегаватт, топливная экономичность которых существенно выше, чем экономичность работающих и перспективных ПТУ.

В предлагаемой книге показано, что медленное внедрение ГТУ, ПГУ и других установок с газовыми турбинами задерживает развитие энергетики страны, не позволяет обеспечить значительную экономию топлива и металлозатрат, а также существенное снижение эксплуатационных расходов, объема ремонтов и количества запчастей.

Над созданием и развитием ГТД и ГТУ для различных отраслей промышленности работают большие коллективы производственных объединений, научно-исследовательских институтов, конструкторских бюро и вузов.

Обмену информацией и идеями способствуют публикации во всесоюзных журналах "Теплоэнергетика", "Энергомашиностроение", в реферативных журналах "Турбостроение" и "Авиационные и ракетные двигатели". Регулярно проводятся Всесоюзные конференции по ГТУ и комбинированным установкам, в состав которых входят ГТУ.

Однако, несмотря на многочисленность публикаций и обсуждений, при их анализе создается впечатление о разрозненности, недостаточной координации усилий ученых, конструкторов, технологов.

Предлагая читателям данную книгу, автор стремился хотя бы в малой степени показать достижения отечественного и зарубежного газотурбостроения, проанализировать методы, которые привели к этим достиже-

ниям, показать пути использования определенных достижений в других областях газотурбостроения, выявить перспективы его развития. В связи с этим хотелось бы надеяться, что книга окажется полезной в первую очередь специалистам теплотехнического профиля, занимающимся проектированием и эксплуатацией ГТД и ГТУ различного назначения.

При написании книги автор считал, что она будет полезна и интересна как инженерам и техникам, так и студентам и преподавателям энергомашиностроительных и других специальностей вузов.

При подготовке книги к печати были учтены замечания рецензента — директора Всесоюзного теплотехнического института им. Ф.Э. Дзержинского доктора технических наук Г.Г. Ольховского, которому автор выражает свою благодарность.

Автор выражает большую признательность научному редактору книги — заведующему кафедрой Ленинградского политехнического института им. М.И. Калинина доктору технических наук, профессору Л.В. Арсеньеву за ценные советы.

Автор с благодарностью примет замечания и предложения, направленные на улучшение книги. Отзывы и замечания можно направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Автор

Список принятых в книге сокращений

АГТД	— автомобильный газотурбинный двигатель
АЗГТУ	— атомная замкнутая газотурбинная установка
АЭС	— атомная электрическая станция
ВАГТУ	— воздушно-аккумулирующая газотурбинная установка
ВАЭС	— воздушно-аккумулирующая электрическая станция
ВПГ	— высоконапорный парогенератор
ВТГР	— высокотемпературный газоохлаждаемый реактор
ГГТА	— главный газотурбинный агрегат
ГПА	— газоперекачивающий агрегат
ГПУ	— газопаровая установка
ГТА	— газотурбинный агрегат
ГТГ	— газотурбогенератор
ГТД	— газотурбинный двигатель
ГТУ	— газотурбинная установка
ГУБТ	— газовая утилизационная бескомпрессорная турбина
ЗГТУ	— замкнутая газотурбинная установка
КУ	— комбинированная установка
КС	— компрессорная станция
МГДГ	— магнитогидродинамический генератор (МГД-генератор)
НПГ	— низконапорный парогенератор
ПГУ	— парогазовая установка
ППА	— подводный подвижный аппарат
ПТУ	— паротурбинная установка
РСА	— регулируемый сопловой аппарат
СВП	— судно на воздушной подушке
СОЭС	— солнечная космическая орбитальная энергетическая система
СПК	— судно на подводных крыльях
СЭУ	— солнечная энергетическая установка
ТРД	— турбореактивный двигатель
ТРДД	— двухконтурный турбореактивный двигатель

ГАЗ — Горьковский автомобильный завод (производственное объединение "АвтоГАЗ")
 МВТУ — Московское высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана
 НАМИ — Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт
 НПО ЦКТИ — Научно-производственное объединение "Центральный котлотурбинный институт" им. И.И. Ползунова
 ПО ЛМЗ — Производственное объединение турбостроения "Ленинградский Металлический завод"
 ПО НЗЛ — Производственное объединение "Невский завод" им. В.И. Ленина
 ПО ТМЗ — Производственное объединение "Турбомоторный завод" им. К.Е. Ворошилова
 ПО ХТЗ — Производственное объединение турбостроения "Харьковский турбинный завод" им. С.М. Кирова
 ЦНИИ МПС — Центральный научно-исследовательский институт Министерства путей сообщения

Глава первая. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ СОВРЕМЕННЫХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

1.1. Газотурбинные установки на органическом топливе

Рассмотрим рабочие процессы и действительные циклы тех современных и перспективных ГТУ и КУ, которые анализируются в последующих главах.

Термодинамические (идеальные) и действительные циклы ГТУ и КУ рассмотрены во многих учебниках и монографиях. Они приведены, в частности, в [55]. Рассмотрим основные особенности некоторых циклов, это поможет анализировать состояние и перспективы развития газотурбинной техники. Более полные сведения о рабочих процессах и циклах ГТУ можно найти, например, в [27].

Поскольку одни и те же процессы и циклы используются в ГТУ и КУ различных типов, различающихся лишь значениями параметров, кратко рассмотрим лишь общие особенности циклов, не относящихся к конкретным установкам.

Процесс подвода теплоты во всех современных ГТУ осуществляется при постоянном давлении рабочего тела в камере сгорания, поэтому такие ГТУ называются работающими по циклу $p = \text{const}$.

Современные и перспективные ГТУ с $p = \text{const}$ работают или могут работать по циклам, приведенным на рис. 1.1, 1.3, 1.4. Действительные схемы, как показано в гл. 3, могут отличаться от приведенных на этих рисунках принципиальных схем числом валов и агрегатов, в которых протекают процессы, составляющие термодинамический цикл. Эти отличия объясняются несколькими причинами, в частности стремлением обеспечить требуемые характеристики ГТУ и оптимальные параметры узлов.

На рис. 1.1 в T, s -координатах изображены идеальный со сжатием по адиабате ($ak' g' a$) и действительный ($акгта$) циклы простейшей ГТУ с $p = \text{const}$ открытого цикла, принципиальная схема которой дана на рис. 1.1, а. При анализе циклов ГТУ расчеты ведутся по параметрам торможения. Работа сжатия 1 кг рабочего тела в компрессоре

$$l_k = i_k - i_a = c_p T_k - c_p T_a. \quad (1.1)$$

Адиабатная работа сжатия

$$l_{k, \text{ид}} = i_{k'} - i_a = c_p T_{k'} - c_p T_a. \quad (1.2)$$

Ее можно выразить в таком виде:

$$l_{k, \text{ид}} = \bar{c}_p T_a (\pi_k^{\frac{\bar{k}-1}{\bar{k}}} - 1) = \bar{k} R T_a (\pi_k^{\frac{\bar{k}-1}{\bar{k}}} - 1) / (\bar{k} - 1), \quad (1.3)$$

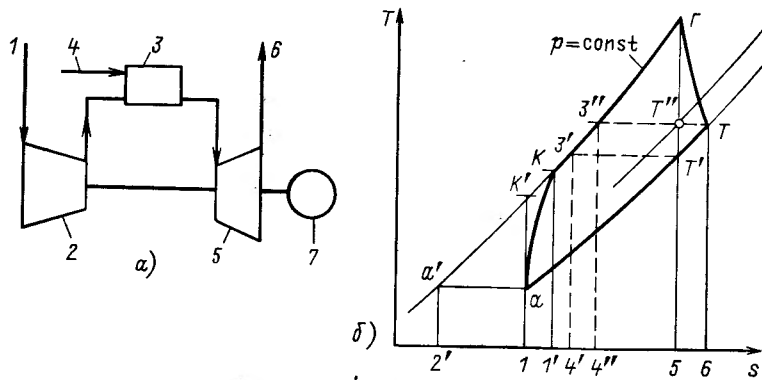


Рис. 1.1. Схема (а) и цикл (б) простейшей ГТУ:

1 – подвод воздуха из атмосферы; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – система топливоподачи; 5 – газовая турбина; 6 – выпуск отработавших газов; 7 – нагрузка

где $\pi_k = p_k/p_a$ – степень повышения давления воздуха в компрессоре (часто неточно называемая степенью сжатия; обычно под степенью сжатия понимается отношение удельных объемов). В (1.1) и (1.2) величины c_p – средние теплоемкости при постоянном давлении для соответствующей температуры рабочего тела; в (1.3) $\bar{c}_p$ и $\bar{k}$ – усредненные значения теплоемкости и показателя адиабаты для процесса сжатия.

Действительная работа сжатия l_k пропорциональна площади $l'ka'2'$, адиабатная работа $l_{k,ид}$ измеряется площадью $l'ka'2'$ на T,s -диаграмме (рис. 1.1). Таким образом, $l_k > l_{k,ид}$ и $l_k - l_{k,ид}$ пропорциональна площади $l'k'a'1'$. В качестве КПД действительного процесса сжатия обычно принимают адиабатный КПД $\eta_k = l_{k,ид}/l_k$, где $l_k = i_k - i_a = \bar{k}R(T_k - T_a)/(\bar{k} - 1)$. Температура за компрессором

$$T_k = T_a + l_{k,ид}/(\bar{c}_p \eta_k) = T_a [1 + (\pi_k^{(\bar{k}-1)/\bar{k}} - 1)/\eta_k]. \quad (1.4)$$

Действительный процесс сжатия происходит по политропе ak (рис. 1.1) с показателем n . Для такого процесса сжатия вводится понятие политропного КПД $\eta_{k,п}$ как отношение политропной работы сжатия

$$l_{k,п} = nRT_a [\pi_k^{(n-1)/n} - 1]/(n-1) = nR(T_k - T_a)/(n-1)$$

к работе

$$l_k = i_k - i_a = \bar{k}R(T_k - T_a)/(\bar{k} - 1). \quad (1.5)$$

Отсюда $\eta_{k,п} = n(\bar{k} - 1)/(n - 1)\bar{k}$.

С учетом этого температура за компрессором $T_k = T_a \pi_k^{(\bar{k}-1)/\bar{k}} = T_a \pi_k^{(\bar{k}-1)/\bar{k}} \eta_{k,п}$. Тогда из (1.4) действительная работа сжатия

$$l_k = \bar{k}RT_a [\pi_k^{(\bar{k}-1)/\bar{k}} \eta_{k,п} - 1]/(\bar{k} - 1). \text{ Используя понятие об}$$

адиабатном КПД η_k и (1.3), получаем

$$\eta_k = [\pi_k^{(\bar{k}-1)/\bar{k}} - 1]/[\pi_k^{(\bar{k}-1)/\bar{k}} \eta_{k,п} - 1]. \quad (1.6)$$

Отметим, что $\eta_k < \eta_{k,п}$. Значения $\eta_{k,п}$ удобны при сравнении ГТУ определенного типа (например, стационарных энергетических) тем, что они мало изменяются в компрессорах таких ГТУ и позволяют находить значения адиабатных КПД $\eta_k = \eta_k(\eta_{k,п}, \pi_k, \bar{k})$. У осевых компрессоров ГТУ большой мощности $\eta_{k,п} \approx 89 \div 92\%$, у центробежных $\eta_{k,п} \approx 85 \div 87\%$. При π_k , характерных для компрессоров этих типов, получаются значения $\eta_k \approx 83 \div 90\%$ и $75 \div 83\%$. Большие значения η_k относятся к компрессорам с малыми π_k .

Теплота, подводимая к рабочему телу в камере сгорания ГТУ с $p = \text{const}$, для идеального цикла может быть определена как разность $q_1 = c_p T_\Gamma - c_p T_k$, пропорциональная площади $l'ka'2'$, и рассчитана

$$\text{по уравнению } q_1 = c_{p\Gamma} T_\Gamma - c_{p\Gamma k} T_k = \int_{T_k}^{T_\Gamma} c_p dT = \bar{c}_p (T_\Gamma - T_k) \text{ где}$$

$c_{p\Gamma}$ и $c_{p\Gamma k}$ – средние теплоемкости при температурах T_Γ и T_k соответственно; $\bar{c}_p = [1/(T_\Gamma - T_k)] \int_{T_k}^{T_\Gamma} c_p dT$ – средняя теплоемкость

процесса подвода теплоты.

Теплоту действительного цикла q_1 определяют по относительному расходу топлива $g_{\text{топ}}$ и нижней теплоте сгорания $q_{\text{н}}^p$: $q_1 = g_{\text{топ}} q_{\text{н}}^p$. Величина $g_{\text{топ}} = G_{\text{топ}}/G_{\text{в}}$ – отношение расходов топлива и воздуха в единицу времени соответственно, или $g_{\text{топ}} = 1/(a l_0)$, где a – коэффициент избытка воздуха; l_0 – теоретически необходимая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива. Достаточно точно значение $g_{\text{топ}}$ можно определить по формуле $g_{\text{топ}} \approx (i_{\text{п.с.г}} - i_{\text{в.к}})/(q_{\text{н.о}}^p \eta_\Gamma - i_{\text{п.с.г}} + i_{\text{п.с.о}})$, где первый индекс у величины энтальпии относится к рабочему телу (п.с. – продукты сгорания, в – воздух), а второй – к температуре определения энтальпии: г – к температуре конца процесса горения; о – к температуре, при которой в справочниках даются значения теплоты сгорания $q_{\text{н.о}}^p$; к – к температуре воздуха перед камерой сгорания. Значения коэффициента полноты сгорания на расчетном режиме работы камеры $\eta_\Gamma \approx 0,95 \div 0,98$ и даже $0,99 - 0,995$ в камерах сгорания стационарных ГТУ, работающих на газообразном топливе.

Точки г и к в действительном цикле, строго говоря, не лежат на одной изобаре из-за потерь в камере сгорания. Эти потери характеризуются коэффициентом полного давления $\lambda_\Gamma = p_\Gamma^*/p_k^*$, указывающим относительное изменение полного давления в камере. Для ненапряженных низкотемпературных камер сгорания $\lambda_\Gamma \approx 0,96 \div 0,98$; для высоконапряженных компактных камер высокотемпературных ГТД $\lambda_\Gamma \approx 0,92 \div 0,96$.

Располагаемая (идеальная) работа расширения $l_{\Gamma,ид} = i_\Gamma - i_\Gamma' = c_p' T_\Gamma - c_p' T_\Gamma'$; ее можно выразить через степень понижения давле-

ния $\pi_T = p_T/p_T' = p_T/p_T$:

$$l_{T, \text{ид}} = \bar{c}_p T_{\Gamma} [1 - \pi_T^{(1 - \bar{k}')/\bar{k}'}]. \quad (1.7)$$

(Здесь показатель адиабаты, удельная теплоемкость газа, а нижегазовая постоянная и показатель политропы отмечены штрихами, в отличие от соответствующих величин для компрессора). Действительная работа турбины $l_T = i_{\Gamma} - i_T = c_p' T_{\Gamma} - c_p' T_T$ [см. пояснение после (1.3) относительно значений c_p]. Как и при анализе процесса сжатия, считаем скорость газа за турбиной $c_T \approx 0$ и экономичность турбины с учетом потерь оцениваем адиабатным КПД $\eta_T = l_T/l_{T, \text{ид}}$. Располагаемая работа расширения $l_{T, \text{ид}}$ пропорциональна площади 4'3'25, действительная работа турбины $l_T = l_{T, \text{ид}} \eta_T$ измеряется площадью 4''3'25 на T, s -диаграмме (рис. 1.1). Поэтому $l_T < l_{T, \text{ид}}$ и разность $l_{T, \text{ид}} - l_T$ пропорциональна площади 4'3'3''4''. Температура за турбиной с учетом КПД η_T

$$T_T = T_{\Gamma} - l_T \eta_T / \bar{c}_p = T_{\Gamma} [1 - (1 - \pi_T^{(1 - \bar{k}')/\bar{k}'}) \eta_T].$$

Действительный процесс расширения происходит по политропе gT (рис. 1.1, б) с показателем n' ; для него определяется политропный КПД $\eta_{T, \text{п}}$ как отношение работы расширения

$$l_T = i_{\Gamma} - i_T = \bar{k}' R' (T_{\Gamma} - T_T) / (\bar{k}' - 1) \quad (1.8)$$

к располагаемому теплоперепаду

$$l_{T, \text{ид}} = c_p' T_{\Gamma} - c_p' T_T' = n' R' T_{\Gamma} [1 - \pi_T^{(1 - n')/n'}] / (n' - 1) = n' R' (T_{\Gamma} - T_T) / (n' - 1). \quad (1.9)$$

Из (1.8) и (1.9) имеем $\eta_{T, \text{п}} = \bar{k}' (n' - 1) / n' (\bar{k}' - 1)$. С учетом этого температура за турбиной $T_T = T_{\Gamma} \pi_T^{(1 - n')/n'} = T_{\Gamma} \pi_T^{(1 - \bar{k}')/\bar{k}'}$. Тогда из (1.8)

$$l_T = \bar{k}' R' T_{\Gamma} [1 - \pi_T^{(1 - \bar{k}')/\bar{k}'}] / (\bar{k}' - 1).$$

Используя понятие об адиабатном КПД η_T и (1.7), получаем

$$\eta_T = [1 - \pi_T^{(1 - \bar{k}')/\bar{k}'}] / [1 - \pi_T^{(1 - \bar{k}')/\bar{k}'}].$$

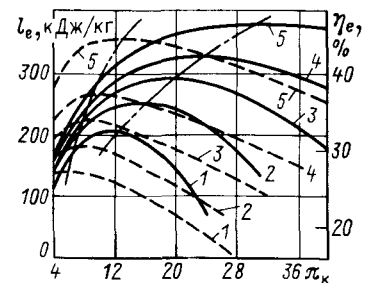
Отметим, что $\eta_T > \eta_{T, \text{п}}$. Значения $\eta_{T, \text{п}}$ для осевых турбин мощных стационарных ГТУ лежат в диапазоне 90–91%; для осевых турбин транспортных и авиационных ГТД $\eta_{T, \text{п}} \approx 88 \pm 90\%$.

Удельная работа ГТУ

$$l_e = l_T - l_K = l_{T, \text{ид}} \eta_T - l_{K, \text{ид}} / \eta_K = \frac{\bar{k}'}{\bar{k}' - 1} R' T_{\Gamma} (1 -$$

$$\pi_T^{(1 - \bar{k}')/\bar{k}'}) \eta_T - \frac{\bar{k}}{\bar{k} - 1} R T_a \left(\pi_K^{\frac{\bar{k} - 1}{\bar{k}}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K}. \quad (1.10)$$

Рис. 1.2. Зависимость КПД η_e (сплошные линии) и удельной работы l_e (штриховые линии) действительного цикла простейшей ГТУ от степени повышения давления π_K ($\eta_{K, \text{п}} = 89\%$; $\eta_{T, \text{п}} = 89\%$; $R = 287$ Дж/(кг · К); $T_a = 288$ К):
1 – $T_{\Gamma} = 1000$ К; 2 – $T_{\Gamma} = 1100$ К; 3 – $T_{\Gamma} = 1200$ К; 4 – $T_{\Gamma} = 1300$ К; 5 – $T_{\Gamma} = 1500$ К



Если для упрощения примем $\bar{k}' \approx \bar{k}$, $R' \approx R$ и предположим, что гидравлические потери в камере сгорания и за турбиной отсутствуют, т.е. $p_T \approx p_K$ и $p_T \approx p_a$, то получим $\pi = \pi_K = \pi_T = p_K/p_a = p_T/p_a$. Обозначим $\pi(\bar{k} - 1)/\bar{k} = \chi$ и $T_{\Gamma}/T_a = \vartheta$. Тогда

$$l_e = \bar{k} R T_a [\vartheta (1 - 1/\chi) \eta_T - (\chi - 1)/\eta_K] / (\bar{k} - 1). \quad (1.11)$$

Полезная работа действительного цикла $l_e = q_1 - q_2 = l_T - l_K$ эквивалентна разности площадей 1'к25 и 1атб на T, s -диаграмме. Эта разность значительно меньше площади ак2г, которая ограничена действительными процессами цикла (в идеальном цикле работа l_e ид, пропорциональная площади ак'2г', ограничена идеальными процессами).

КПД цикла $\eta_e = l_e/q_1$, где, как указано выше, $q_1 = g_{\text{топ}} q_{\text{н}}^p$. При приближенном анализе можно принять $q_1 = i_{\Gamma} - i_K = \bar{c}_p (T_{\Gamma} - T_K)$. Воспользуемся (1.4) для T_K , тогда

$$q_1 = R \bar{k} T_a [\vartheta - 1 - (\chi - 1)/\eta_K] / (\bar{k} - 1).$$

Если и для процесса подвода теплоты принять те же R и $\bar{k}$, что и для процессов сжатия и расширения, то КПД цикла

$$\eta_e = [\vartheta (1 - 1/\chi) \eta_T - (\chi - 1)/\eta_K] / [\vartheta - 1 - (\chi - 1)/\eta_K].$$

Значение π выбирают в зависимости от типа установки и с учетом того, какой параметр более важен — удельная работа (при этом получают установку с наименьшей массой) или КПД установки.

КПД цикла η_e , как и удельная работа l_e , растет с повышением ϑ и КПД турбины и компрессора. Зависимости η_e и l_e от π_K при η_K и η_T , определяемых по (1.6) и (1.10), без учета потерь на охлаждение турбины представлены на рис. 1.2. Из графиков следует, что для реализации преимуществ, связанных с повышением T_{Γ} , необходимо вместе с повышением ϑ увеличивать π_K . Именно такая тенденция наблюдается при практическом осуществлении ГТУ простейшего цикла.

Для улучшения экономичности ГТУ применяют не только повышение T_{Γ} , но и другие способы, сводящиеся в принципе к уменьшению количества теплоты, отводимой к холодному источнику: введение регенерации теплоты и применение промежуточного охлаждения воздуха в процессе сжатия и подогрева газа в процессе расширения.

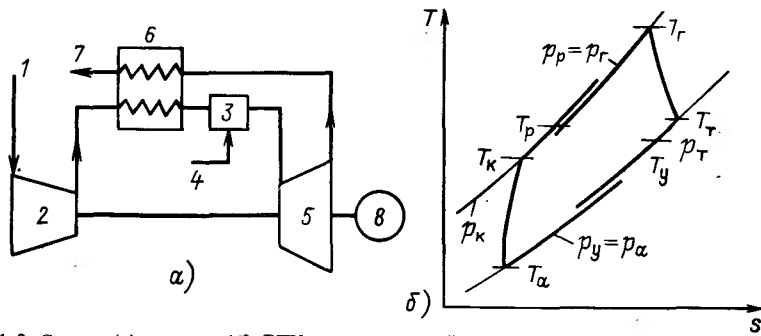


Рис. 1.3. Схема (а) и цикл (б) ГТУ с регенерацией теплоты:

1 – подвод воздуха из атмосферы; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – система топливоподачи; 5 – газовая турбина; 6 – регенератор или рекуператор; 7 – выпуск отработавших газов; 8 – нагрузка

Рассмотрим цикл регенеративной ГТУ (рис. 1.3), в которой воздух после сжатия в компрессоре с расходом G_{mv} , температурой T_k и давлением p_k поступает в теплообменник, где подогревается выходящими из турбины газами (расход которых составляет $G_{mг}$) до температуры T_p ; при этом температура газов понижается до T_y . Из-за гидравлических потерь $p_T = p_p = p_k - \Delta p_k$ и $p_y = p_T - \Delta p_T$ (или $p_T = p_a + \Delta p_a$). Если пренебречь вследствие малости тепловыми потерями в теплообменнике, то удельная теплота, отданная газами, определится как $q_{p,г} = c_{pг}T_T - c_{pг}T_y$; она равна удельной теплоте, полученной воздухом, $q_{p,в} = c_{pв}T_p - c_{pв}T_k$, т.е. $q_{p,г} \approx q_{p,в}$. Заметим, что $T_p < T_T$ и $T_y > T_k$ из-за ограниченных размеров теплообменников. Полноту регенерации в действительном цикле определяют степенью регенерации σ_p , которая представляет собой отношение действительного подогрева воздуха к максимально возможному, т.е.

$$\sigma_p = (T_p - T_k) / (T_T - T_k). \quad (1.12)$$

Работа турбины в регенеративной ГТУ, как и ранее,

$$l_T = l_{T,ид} \eta_T = kRT_T [1 - \pi_T^{(1-k)/k}] \eta_T / (k-1) = c_p T_T [1 - (p_T/p_T)^{(k-1)/k}] \eta_T.$$

(Здесь и далее для упрощения записи опущены черточки над c_p и k , обозначающие усредненные значения этих параметров). Гидравлические потери в теплообменнике можно учесть коэффициентом

$$\epsilon = (\Delta p_a/p_a + \Delta p_k/p_k) (k-1) (1 - \sigma_p) / (k \sigma_p) = [(k-1) \Sigma (\Delta p/p) (1 - \sigma_p) / \sigma_p] / k.$$

Тогда работа турбины

$$l_T = c_p T_a \vartheta [1 - (1 + \epsilon \sigma_p / (1 - \sigma_p)) / \chi] \eta_T. \quad (1.13)$$

Работа сжатия в регенеративном цикле определяется так же, как в простейшем: $l_k = c_p T_a (\chi - 1) / \eta_k$, поэтому эффективная удельная работа регенеративного цикла

$$l_e = l_T - l_k = c_p T_a \left\{ \vartheta \left[1 - \frac{1}{\chi} \left(1 + \frac{\epsilon \sigma_p}{1 - \sigma_p} \right) \right] \eta_T - (\chi - 1) / \eta_k \right\} \quad (1.14)$$

Из сравнения (1.11) и (1.14) следует, что удельная работа регенеративного цикла при прочих одинаковых условиях меньше, чем удельная работа простейшего цикла. Поэтому заданная мощность P_e в ГТУ с теплообменником получается при больших расходах рабочего тела, чем в простейшей ГТУ, поскольку $P_e = l_e G_{mv} \approx l_e G_{mг}$.

Теплота, подводимая с топливом в ГТУ с регенерацией, $q_{1\sigma} = c_p T_T - c_p T_p$. Температуру T_p за регенератором можно получить из (1.12) в виде $T_p = \sigma_p T_T - (1 - \sigma_p) T_k$. Выразим температуру T_T за турбиной в зависимости от работы l_T : $T_T = T_g - l_T / c_p$. Тогда с учетом (1.4) и (1.13)

$$T_p = T_a \vartheta \sigma_p \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{\chi} \left(1 + \frac{\epsilon \sigma_p}{1 - \sigma_p} \right) \right] \eta_T \right\} + T_a (1 - \sigma_p) \left(1 + \frac{\chi - 1}{\eta_k} \right).$$

Следовательно,

$$q_{1\sigma} = c_p T_a \vartheta - c_p T_a \vartheta \sigma_p \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{\chi} \left(1 + \frac{\epsilon \sigma_p}{1 - \sigma_p} \right) \right] \eta_T \right\} - c_p T_a (1 - \sigma_p) \left(1 + \frac{\chi - 1}{\eta_k} \right).$$

Если для упрощения, как и ранее, принять $c_p = \text{const}$, то

$$q_{1\sigma} / (c_p T_a) = \vartheta - \vartheta \sigma_p \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{\chi} \left(1 + \frac{\epsilon \sigma_p}{1 - \sigma_p} \right) \right] \eta_T \right\} - (1 - \sigma_p) \left(1 + \frac{\chi - 1}{\eta_k} \right). \quad (1.15)$$

КПД регенеративной ГТУ с учетом гидравлических потерь в теплообменнике $\eta_{e\sigma} = l_e / q_{1\sigma}$, где l_e определяется по (1.14), а $q_{1\sigma}$ – по (1.15). При относительно большом сопротивлении (например, при $\epsilon \geq 0,02$) применение регенерации в ГТУ не имеет смысла, так как ее КПД может быть даже ниже КПД простейшей ГТУ с увеличенной степенью повышения давления. Достоинством схем с применением регенерации является возможность поддержания топливной экономичности практически постоян-

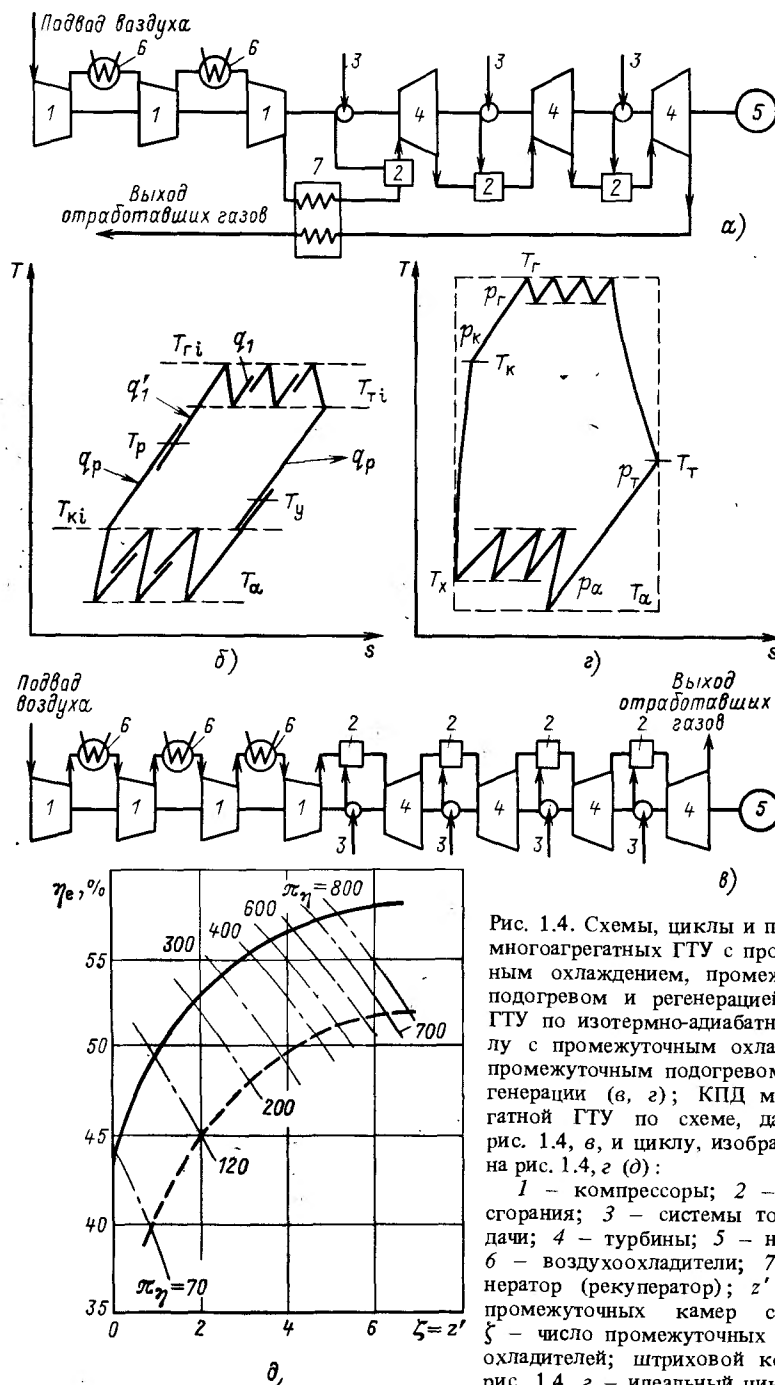


Рис. 1.4. Схемы, циклы и параметры многоагрегатных ГТУ с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией (а, б), ГТУ по изотермно-адиабатному циклу с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом, без регенерации (в, г); КПД многоагрегатной ГТУ по схеме, данной на рис. 1.4, в, и циклу, изображенному на рис. 1.4, г (д):
 1 — компрессоры; 2 — камеры сгорания; 3 — системы топливоподачи; 4 — турбины; 5 — нагрузка; 6 — воздухоохладители; 7 — регенератор (рекуператор); ζ' — число промежуточных камер сгорания; ζ — число промежуточных воздухоохладителей; штриховой контур на рис. 1.4, г — идеальный цикл Карно в пределах указанных температур

ной и равной экономичности на номинальном режиме в широком диапазоне нагрузок на двигатель (от 50–70 до 100 %).

Для повышения удельной мощности ГТУ применяют усложнение цикла в виде охлаждения рабочего тела в процессе сжатия или подогрева в процессе расширения. Возможно применение обоих этих методов в одной установке в сочетании с регенерацией (рис. 1.4, а, б). Число промежуточных агрегатов, их удельные параметры и температурные условия могут быть различными. На рис. 1.4, а показана схема с тремя компрессорами, тремя турбинами, двумя промежуточными воздухоохладителями, одной основной и двумя промежуточными камерами сгорания. Основное отличие такой ГТУ (будем называть ее многокамерной) от однокамерной — значительно большая степень повышения давления в цикле, которую необходимо применять для получения высоких КПД и удельной мощности ГТУ. Цикл многокамерной ГТУ (рис. 1.4, б) можно рассматривать как соединение трех, а в общем случае z простейших циклов (z — число компрессоров). При некоторых условиях [27] удельная работа такой ГТУ равна $l_e = \sum l_{Ti} - \sum l_{Ki} = z l_{e1}$, т.е. она в z раз больше удельной работы однокамерной ГТУ; соответственно при заданной мощности расход рабочего тела в ней в z раз меньше. Коэффициент теплопередачи в регенераторе многокамерной ГТУ из-за повышенного давления среды больше, чем в однокамерной. Кроме того, расход воздуха в первой в z раз меньше. Поэтому площадь поверхности регенератора в многокамерной ГТУ более чем в z раз отличается от площади поверхности регенератора в однокамерной ГТУ. КПД многокамерной ГТУ выше, чем однокамерной [27].

Уменьшение подводимой с топливом теплоты и теплоты, отводимой в окружающую среду, можно получить в ГТУ без регенератора при увеличении степени повышения давления π в компрессоре, приводящем к повышению температуры сжатого воздуха перед камерой сгорания, и соответствующем увеличении степени понижения давления в турбине, вызывающем понижение температуры отработавших продуктов сгорания. Такие процессы практически осуществляются в многоагрегатных ГТУ (рис. 1.4, в, г), подробно исследованных В.В. Уваровым [53]. Значения π в них получаются заметно большими, чем в регенеративной ГТУ (рис. 1.4, а, б), число компрессоров и турбин также возрастает, однако в них нет тяжелого и громоздкого регенератора и металлоемкость может быть ниже, чем у регенеративных ГТУ.

КПД многоагрегатных ГТУ может быть очень высок, о чем можно судить по графикам на рис. 1.4, д [27]. На этом рисунке изображено изменение КПД цикла η_e для двух значений температуры газа ($T_g = 1123$ К — штриховая кривая и $T_g = 1473$ К — сплошная кривая) при одинаковых значениях политропных КПД компрессоров и турбин $\eta_{к, \pi} = \eta_{т, \pi} = 0,90$, при $T_a = 288$ К, одинаковых потерях давления в каждой камере сгорания $\lambda_g = 0,98$; такими же приняты потери давления в каждом промежуточном воздухоохладителе. Кроме того, потери давления при входе в ГТУ и выходе из нее приняты равными 1 %, температура воздуха за воздухоохладителями принята равной $T_x = 302$ К. В каждой точке кривых на рис. 1.4, д степени повышения давления π приняты оптимальными по КПД (π_{η}) [27, 53]. Из расчетов следует, что при относительно невысокой

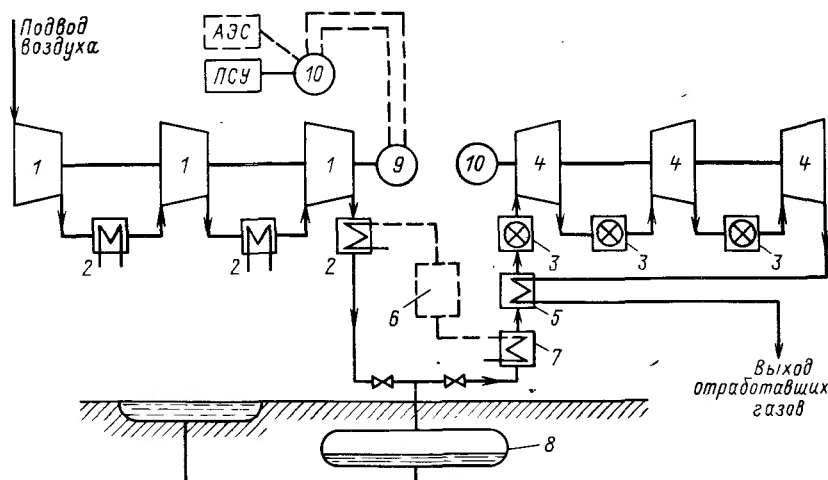


Рис. 1.5. Принципиальная схема воздушно-аккумулирующей ГТУ:

1 – компрессоры; 2 – воздухоохладители; 3 – камеры сгорания; 4 – турбины; 5 – рекуператор; 6 – аккумулятор теплоты; 7 – воздухоподогреватель; 8 – воздушный аккумулятор; 9 – электродвигатель; 10 – электрогенератор; ПСУ – паросиловая установка

температуре $T_r = 1123 \text{ K}$ в ГТУ с $\pi_\eta = 70$ и $\xi = z' = 1$ можно получить $\eta_e \approx 0,4$, а при повышении температуры до 1473 K с $\pi_\eta = 140 \div 170$ и $\xi = z' = 2$ $\eta_e \approx 0,5$.

В последнее время уделяется внимание таким своеобразным энергоустановкам, как воздушно-аккумулирующие ГТУ (ВАГТУ). Принципиальная схема одной из них приведена на рис. 1.5. К особенностям ВАГТУ относятся: отсутствие непосредственной термодинамической связи между процессами сжатия и расширения; различные расходы рабочего тела в процессах сжатия и расширения; наличие дополнительных гидравлических сопротивлений в тракте, соединяющем компрессор, турбину и воздушный аккумулятор (ВА); изменение давления в ВА из-за нагрева или охлаждения воздуха в нем.

Оценка топливной экономичности из-за указанных особенностей выполняется иначе, чем в обычных ГТУ, и рассмотрена, например, в [15].

Газотурбинные установки, работающие по замкнутому циклу (ЗГТУ) (рис. 1.6), отличаются от рассмотренных ГТУ открытого цикла тем, что в них необходим конечной газоохладитель, понижающий температуру газа до начального значения T_n , и регенератор. Вместо камеры сгорания в ЗГТУ устанавливается подогреватель, в котором рабочее тело не смешивается с продуктами сгорания топлива.

Рабочее тело в ЗГТУ можно выбирать произвольно в зависимости от требований, предъявляемых к установке. Наиболее часто рассматривают ЗГТУ на воздухе, азоте, инертных газах и их смесях, на углекислом газе.

Из сравнения рис. 1.6, б и 1.1, б следует, что цикл ЗГТУ принципиально не отличается от цикла открытой ГТУ. Однако начальное давление в цикле ЗГТУ может быть существенно выше атмосферного. Поэтому в ЗГТУ

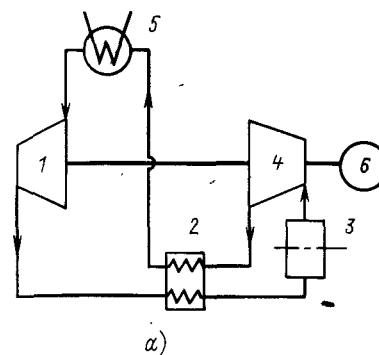


Рис. 1.6. Схема (а) и цикл (б) ЗГТУ:

1 – компрессор; 2 – регенератор (рекуператор); 3 – подогреватель; 4 – турбина; 5 – газоохладитель; 6 – нагрузка

можно получать значительные мощности при небольших диаметрах прочных частей компрессоров и турбин и меньших поверхностях теплообмена в регенераторе, чем в открытых ГТУ. Вместе с тем высокое давление приводит к некоторому утяжелению установки. Большие проблемы возникают при создании подогревателя, размеры и масса которого оказываются слишком большими.

1.2. Газотурбинные установки на ядерном топливе

Атомные замкнутые ГТУ (АЗГТУ) включают в себя агрегаты, повышающие их экономичность: промежуточные газоохладители, регенератор и т.п. Термодинамические циклы АЗГТУ в принципе не отличаются от циклов ЗГТУ на органическом топливе. В качестве рабочего тела стационарных и транспортных АЗГТУ большой мощности рассматривается гелий, поскольку в чистом виде он не становится радиоактивным. Однако гелий имеет повышенную текучесть, он дорогостоящ, лопаточные машины получаются сложными и имеют высокую стоимость из-за большого числа ступеней. Для АЗГТУ малой мощности (до 100 кВт) в качестве рабочего тела обычно рассматривается гелий-ксеноновая смесь, имеющая в несколько раз больший коэффициент теплопроводности, чем одноатомные нейтральные газы такой же молекулярной массы. Теплообменные аппараты, являющиеся наиболее тяжелой и громоздкой частью ЗГТУ, при этом получаются значительно более компактными и легкими. Однако такие смеси дорогостоящи [27].

Параметры перспективных АЗГТУ пока не установлены; любые значения их следует рассматривать как ориентировочные, так как опыт постройки и тем более эксплуатации их с ядерным реактором пока отсутствует. Тем не менее такие ГТУ можно рассчитывать для температуры гелия на выходе из реактора до 1223 K , поскольку такие реакторы уже имеются и длительно эксплуатируются.

1.3. Комбинированные турбинные установки на органическом и ядерном топливах и на солнечной энергии

Комбинированные установки с паровыми и газовыми турбинами — парогазовые (ПГУ) и газопаровые (ГПУ), в которых два рабочих тела — пар и газ — используются в едином энергетическом комплексе, характеризуются значительно более высокими показателями, чем современные паротурбинные блоки.

Многочисленные работающие и проектируемые комбинированные турбинные установки различаются по тепловым схемам и используемому оборудованию. Их классификацию выполняют прежде всего по принципу использования теплоты сгорания топлива [1]. Если основная доля

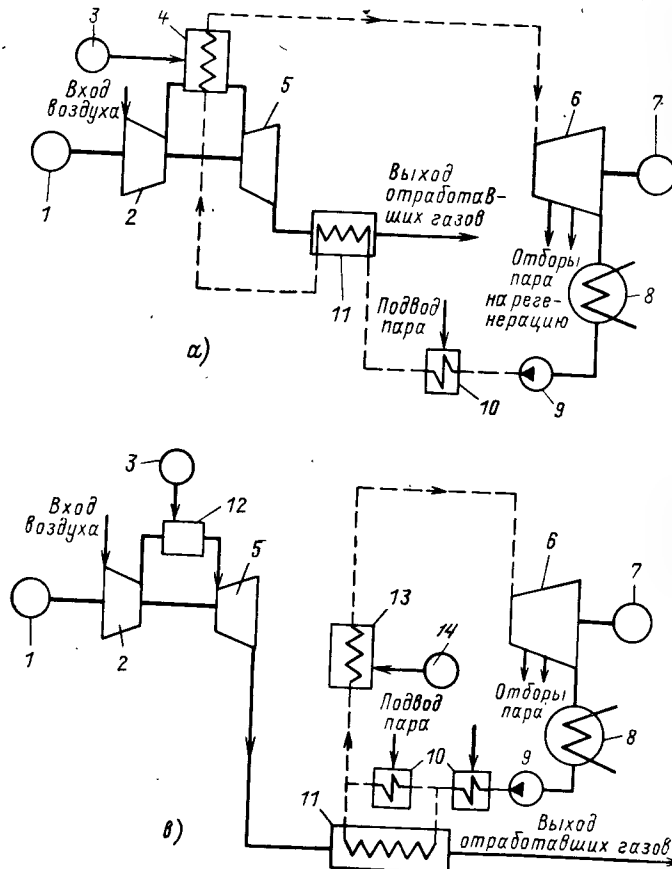


Рис. 1.7. Принципиальные тепловые схемы ПГУ:

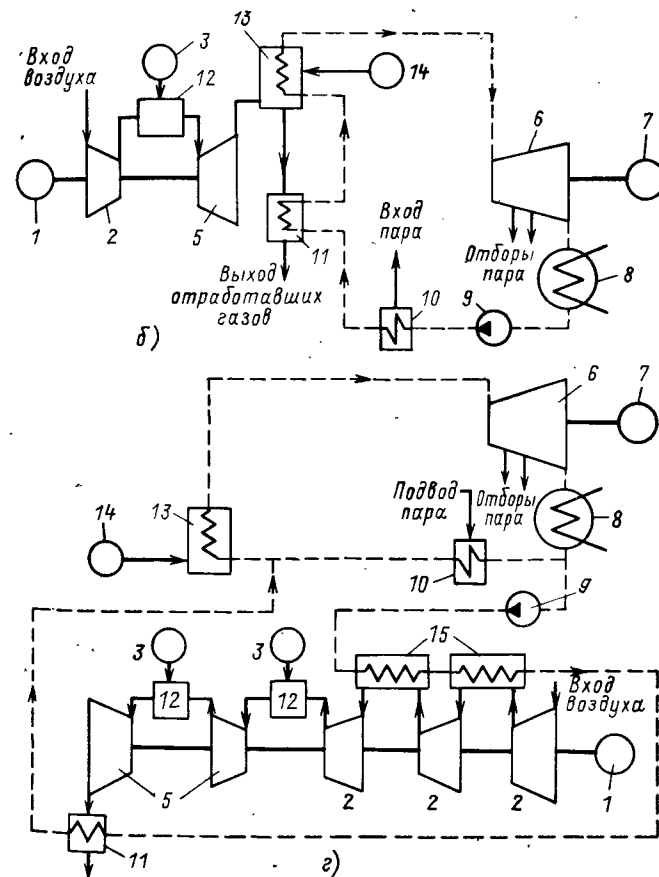
а — с ВПГ; б — с НПГ; в — с подогревом питательной воды и простейшей ГТУ; г — с подогревом питательной воды и многоагрегатной ГТУ;

1 — электрогенератор; 2 — компрессор; 3 — система топливоподдачи; 4 — камера сгорания с парогенератором; 5 — газовая турбина; 6 — паровая турбина; 7 —

теплоты подводится с топливом в паротурбинную часть, то такие комбинированные установки принято называть парогазовыми (ПГУ). Если основная доля теплоты подводится с топливом в камеру сгорания ГТУ, то такие установки называют газопаровыми (ГПУ).

ПГУ и ГПУ по принципу взаимодействия рабочих тел объединяются в две основные группы [1]: установки с разделенными контурами, в которых пароводяное и газообразное рабочие тела движутся по самостоятельным трактам (контурам), взаимодействуя лишь посредством теплообмена в аппаратах поверхностного типа; установки контактного типа или со смешением, в которых происходит смешение продуктов сгорания топлива с пароводяным рабочим телом перед расширением в газопаровой турбине.

ПГУ работают по отдельным схемам. Различают ПГУ трех типов;



электрогенератор; 8 — конденсатор; 9 — насос; 10 — регенеративный подогреватель конденсата паром; 11 — газопаровой подогреватель; 12 — камера сгорания; 13 — котел; 14 — система подачи топлива в котел; 15 — промежуточные воздухоохладители ГТУ

с высоконапорным парогенератором (ВПГ) (рис. 1.7, а), с низконапорным парогенератором (НПГ) (рис. 1.7, б), с использованием отходящей от газовой турбины теплоты для подогрева питательной воды в ПТУ (рис. 1.7, в, г).

В ПГУ с ВПГ парогенератор обычно совмещен с камерой сгорания газового контура и все топливо сгорает при высоком давлении. Для понижения температуры отработавших газов за газовой турбиной устанавливается газодводяной подогреватель, который частично вытесняет паровую регенерацию в паротурбинной части установки.

В ПГУ с НПГ (такую установку иногда называют ПГУ со сбросом или ПГУ сбросного типа) отработавшие в ГТУ газы поступают в топку обычного котла и используются для сжигания дополнительного топлива — не только жидкого или газообразного, но, например, и угля. За НПГ также предусмотрен газодводяной подогреватель. В таких установках ГТУ является как бы надстройкой паротурбинной установки, поэтому такая схема используется для реконструкции паротурбинных установок, работающих на пониженных параметрах пара.

В установках третьего типа отработавшие в ГТУ газы направляются в газовый подогреватель питательной воды, где их теплота утилизируется. Этой теплоты может быть достаточно для того, чтобы отключить регенеративные подогреватели питательной воды. При этом резко возрастают мощность и КПД установки. Важно, что паротурбинный блок включается в схему без принципиальных изменений. Однако значительно больший экономический эффект может быть получен в ПГУ, состоящей из многоагрегатной ГТУ и ПТУ (рис. 1.7, г) [27]. В такой схеме паровая регенерация ПТУ полностью или частично выключается, а конденсат нагревается в промежуточных воздухоохладителях ГТУ и в подогревателе на выходе из ГТУ. При осуществлении такой установки не требуются значительные переделки ни в котле, ни в регенеративной системе паровой турбины.

ГПУ выполняются с отдельными контурами и по контактным схемам. В ГПУ с отдельными контурами все топливо или основная его часть сжигается в камере сгорания ГТУ. Простейшая схема ГПУ без дожигания топлива показана на рис. 1.8, а. Иногда тепловой цикл без подвода теплоты топлива к пароводяному рабочему телу называют бинарным газопаровым циклом. В ряде случаев вводится некоторый небольшой (до 15–20 % расхода топлива газового контура) подвод топлива перед котлом-утилизатором.

В ГПУ контактного типа осуществляется ввод воды (рис. 1.8, б) или пара (рис. 1.8, в) в тракт высокого давления. Для генерации пара в ГПУ по схеме, изображенной на рис. 1.8, в, предусмотрен котел-утилизатор, в котором используется часть теплоты отработавших в турбине газов. Ввод воды или пара увеличивает расход рабочего тела через турбину по сравнению с расходом воздуха через компрессор, а следовательно, и ее работу. Поскольку затраты энергии на прокачивание воды малы, мощность установки возрастает не менее чем на 100% [1]. Недостатком ГПУ контактного типа является необходимость химической очистки воды, которая теряется с отработавшими газами. Расход дополнительного

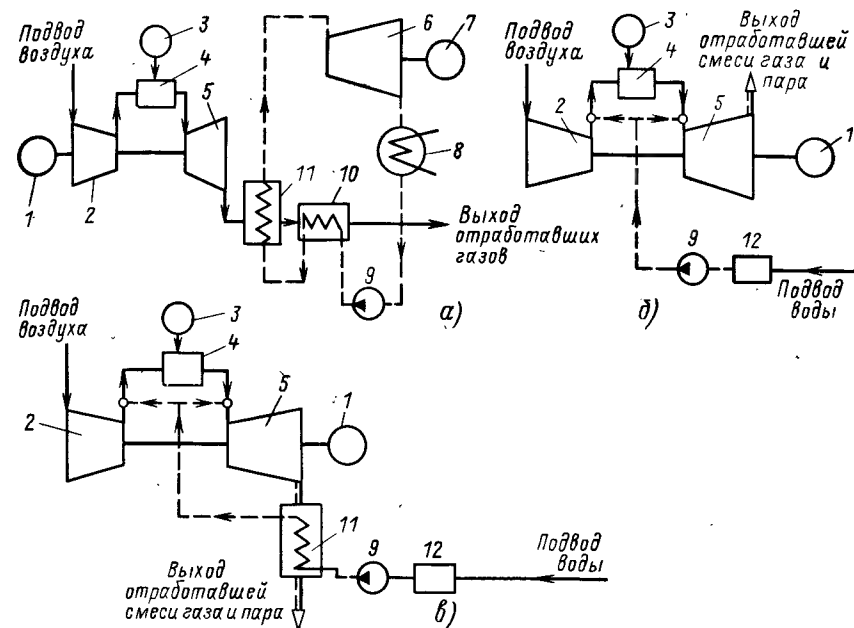


Рис. 1.8. Принципиальные тепловые схемы ГТУ с отдельными контурами без дожигания топлива (а), контактного типа с вводом воды (б), контактного типа с вводом пара (в):

1 — электрогенератор; 2 — компрессор; 3 — система топливоподачи; 4 — камера сгорания; 5 — газовая турбина; 6 — паровая турбина; 7 — электрогенератор; 8 — конденсатор; 9 — насос; 10 — газодводяной подогреватель; 11 — котел-утилизатор; 12 — система химводоочистки; — — — вода (водяной пар); — — — смесь газа и пара

пароводяного тела оказывается значительным: до 50–60 % расхода воздуха через компрессор [1].

Повышение топливной экономичности комбинированных турбинных установок может быть достигнуто путем повышения средней температуры подвода теплоты в ГТУ и понижения средней температуры отвода теплоты к холодному источнику в конденсационной части ПТУ.

Как перспективные рассматриваются ПГУ, включающие в себя процесс газификации угля для использования получаемого низкокалорийного газа в качестве топлива в ГТУ (рис. 1.9). ПГУ, работающая по схеме, изображенной на рис. 1.9, а, по существу аналогична ПГУ, работающей по схеме на рис. 1.7, б, а ПГУ, схема которой дана на рис. 1.9, б, аналогична ПГУ, схема которой представлена на рис. 1.7, а. Основное различие их — включение в цикл системы газификации с очисткой получаемого горючего газа от несгоревших частиц и серы.

Широко распространены технологические и утилизационные стационарные ГТУ (см. § 2.3, 3.3). Они работают по циклам, имеют схемы и параметры, которые, как правило, определяются потребностями основного производства.

2.1. Приводные стационарные ГТУ

Среди всех областей применения наиболее широкого распространения достигло использование приводных стационарных ГТУ на магистральных газопроводах. Такие ГТУ служат для привода центробежных нагнетателей газа на газоперекачивающих компрессорных станциях. Нагнетатели вместе с ГТУ составляют газоперекачивающий агрегат (ГПА).

Число компрессорных станций все время увеличивается, так как добыча газа постоянно возрастает. Так, если в начале 1983 г. она составила примерно 500 млрд. м³ в год, то в 1990 г. в соответствии с Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986–1990 годы и на период до 2000 года добыча газа должна быть доведена до 835–850 млрд. м³. При этом районы добычи газа отдалены от мест потребления на сотни и тысячи километров.

Газотурбинный парк, созданный за последние 25 лет для газовых магистралей СССР, наиболее мощный в мире. Установленная мощность по годам постоянно растет (см. рис. 2.1) [33]. Постоянно растет и средняя единичная мощность ГПА: в 1966 г. она составляла 4800, в 1971 г. — 5200, в 1976 г. — 6300, в 1981 г. — 7800 кВт. ГПА совершенствуются, что приводит к постоянному снижению времени вынужденных ремонтов и к увеличению наработки на отказ. (Под наработкой на отказ τ_0 понимают среднюю продолжительность безотказной работы агрегата, определенную как отношение общего времени его работы τ_p к суммарному числу отказов агрегата z за это время: $\tau_0 = \tau_p / z$. По ГОСТ [14] наработка на отказ в базовом использовании ГТУ любого типа, в том числе работающих в составе ГПА, должна быть не менее 3000 ч.)

Основные технические характеристики отечественных ГТУ для ГПА приведены в табл. 2.1.

Пионером отечественного энергомашиностроения в области разработки и производства ГТУ для ГПА является ПО НЗЛ. Первый ГПА типа ГТ-700-4 был изготовлен в 1957 г. и начал эксплуатироваться с 1958 г. на газопроводе Ставрополь–Москва. В последующие годы заводом были выпущены и успешно применялись (а многие применяются до сих пор) установки типа ГТ-700-5, ГТ-750-6,

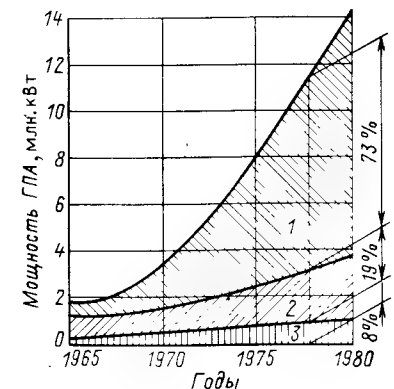


Рис. 2.1. Рост установленной мощности ГПА по годам [33]:

1 — привод от ГТУ; 2 — электропривод; 3 — привод от поршневых двигателей внутреннего сгорания

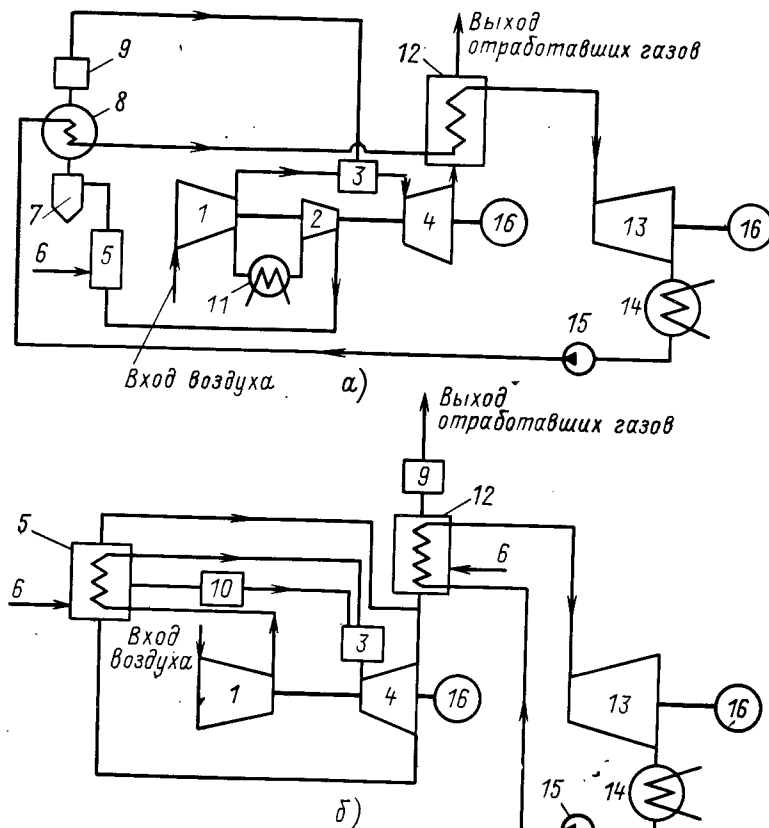


Рис. 1.9. Схемы ПГУ на продуктах газификации угля без дожигания (а), с дожиганием угольной пыли перед парогенератором (б):

1 — компрессор; 2 — дожимающий компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — газогенератор; 6 — система подачи угольной пыли на газификацию; 7 — циклон; 8 — экономайзер; 9 — система очистки от серы; 10 — система очистки горючего газа; 11 — воздухоохладитель; 12 — парогенератор; 13 — паровая турбина; 14 — конденсатор; 15 — насос; 16 — нагрузка

В некоторых странах рассматривается проблема создания солнечных энергоустановок (СЭУ). В их составе могут применяться ГТУ или ПГУ. ГТУ могут работать по открытому (на воздухе) или замкнутому (на воздухе или на гелии) циклам, не отличающимся от соответствующих циклов ГТУ на традиционных источниках энергии (см. рис. 1.1, 1.3, 1.4, 1.6).

Таблица 2.1. Основные технические характеристики ГТД отечественных ГПА

Параметр	Тип ГПА, начало освоения					Тип ГПА, начало освоения						
	ГТ-750-6*	ГТ-6-750**	ГТК-10*	ГТН-6	ГТК-16**	ГТН-16	ГПА-Ц-6,3	ГПА-10	ГПА-Ц-16	ГТН-25 (ПО НЗЛ)	ГТН-25 (ПО ТМЗ)	ГТН-40 (проект)
	1965 г.	1966 г.	1970 г.	1975 г.	1976 г.	1981 г.	1974 г.	1978 г.	1982 г.	1982 г.	—	—
Мощность (при 15 °С и 760 мм рт. ст.), кВт	6000	6000	10 000	6300	16 000	16 000	6300	10 000	16 000	25000	25 000	40 000
Начальная температура газа, К	1023	1033	1053	1033	1083	1173	1083	1103	1123	1163	1293	1223
Расход воздуха при входе в компрессор, кг/с	55,6	45,5	86	47	100	85	56	100	100	175	103	208
Степень повышения давления воздуха	4,6	6,5	4,6	6,2	7,5	11,5	7,8	11,5	11	12,5	13,2	15
Число валов	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	2	3
Число ступеней осевого компрессора (КНД/КВД)	12	12	10	12	13	15	14	7/9	4,6	7/7	17	7/7
Номинальная частота вращения турбокомпрессорного вала, мин ⁻¹	5200	6200	5200	6200	4000	6850	9300	5650/7650	5100/6750	4400/5050	6000	4400/5000
Номинальная частота вращения силового вала, мин ⁻¹	5300	6150	4800	6150	4600	6500	8200	4800	5300	3700	5500	3700
Эффективный КПД ГТУ, %	27	23,2	28	24	26	29	23	27	28,8	29,4	31	30,6
Межремонтный ресурс, тыс. ч	8	9	12	12	8	25	8	20	10-15	20	25	30

*Установка с регенератором.

**Установка не выпускается.

ГТК-5 и ГТК-10. Агрегат ГТК-10 мощностью 10 МВт с 1970 г. стал базовым агрегатом Минэнергомаша. К концу 1982 г. число ГПА с ГТК-10 составило 52 % общего числа ГПА стационарного типа. В 1977 г. на НЗЛ изготовлена первая опытная ГТУ нового поколения мощностью 25 МВт. Первый пуск агрегата состоялся в ноябре 1979 г. Эта машина в XII пятилетке должна стать основной для магистральных газопроводов диаметром 1420 мм с давлением газа 6,6, 9,8 и 11,8 МПа [3] и является базовой для дальнейшего развития ГТУ новых поколений мощностью 40 МВт, а затем 50-60 МВт [20].

В 1950-е годы кроме НЗЛ включился в разработку и производство ГТУ для перекачивающих агрегатов коллектив ПО ТМЗ. Первой была создана установка ГТ-6-750 мощностью 6 МВт. Головной образец этой установки изготовлен в 1962 г., серийное производство начато в 1965 г. Первые установки ГТ-6-750 были введены в эксплуатацию на компрессорных станциях в 1967 г., но уже в 1966 г. перед заводом была постав-

лена задача создания более мощной ГТУ типа ГТК-16 (мощностью 16 МВт). Этот агрегат был изготовлен, и с 1976 г. началось его освоение на газопроводах.

До 1974 г. компрессорные станции оснащались только такими ГПА, размеры и особенности конструкции которых обуславливали сооружение станций с двухэтажными капитальными цехами и установку ГПА на высоте 5 м на массивных фундаментах. С целью сокращения затрат и сроков сооружения станций ТМЗ разработал и изготовил блочные бесподвальные ГПА, устанавливаемые на нулевой отметке. Первый ГПА блочного типа в бесподвальном исполнении был выполнен с ГТУ типа ГТН-6 мощностью 6 МВт, созданной на базе ГТ-6-750. Его освоение на газопроводах началось в 1975 г.; к началу 1982 г. работало около 30 установок такого типа. Заводом решена и более сложная задача: создан блочный агрегат ГТН-16 мощностью 16 МВт, освоение которого началось в 1981 г. В конце 1982 г. на ТМЗ начался промышленный выпуск

этих машин. Первые агрегаты были отправлены на газопровод Уренгой–Новопсков [42].

С 1974 г. началось освоение ГПА нового типа, создаваемых на базе авиационных и судовых двигателей. Одним из таких ГПА стал агрегат ГПА-Ц-6,3 мощностью 6,3 МВт, двигателем в котором служит преобразованный авиационный двигатель типа НК-12. Было организовано серийное производство этих агрегатов. Блочно-контейнерная компоновка агрегатов позволила изменить технологию строительства компрессорных станций, в результате чего они вводятся в строй (по некоторым данным, например [22]) в 2,5–3 раза быстрее, чем станции со стационарными агрегатами. К началу 1984 г. на газопроводах эксплуатировались уже свыше 400 агрегатов. Около 30 двигателей в составе первых ГПА проработали без ремонта от 15 до 27 тыс. ч [22]. Экономический эффект от внедрения ГПА такого типа достигается благодаря ускорению ввода в эксплуатацию компрессорных станций и получению вследствие этого дополнительного количества газа.

В 1982 г. начата опытная эксплуатация агрегата ГПА-Ц-16 мощностью 16 МВт (см. табл. 2.1), в котором в качестве привода нагнетателя используется ГТУ типа НК-16СТ, созданная на базе двухконтурного авиационного двигателя НК 8, эксплуатируемого на самолете ТУ-154. Рассматривается возможность создания на базе авиационного двигателя ГПА мощностью 25 МВт.

В 1977 г. были изготовлены головные образцы установок ГПА-10 с судовым ГТД мощностью 10 МВт (см. табл. 2.1). Двигатели этого типа, выполненные в блочном виде, предназначены для монтажа на нулевой отметке в машинных залах или индивидуальных укрытиях облегченного типа. Турбокомпрессорная часть может устанавливаться без укрытия — в контейнере. В 1979 г. освоен серийный выпуск установок ГПА-10, в 1985 г. на газопроводах эксплуатировалось уже около 250 таких агрегатов. В 1983 г. начат выпуск новой модификации — ГПА-10-01. Применение таких ГПА по сравнению с установками ГТК-10 НЗЛ обеспечивает сокращение объемов строительно-монтажных работ при строительстве КС с восемью агрегатами в 1,7 раза, а трудоемкость на стройплощадке — более чем в 2 раза [9]. Предполагается создание и серийный выпуск установки ГПА-16 повышенной единичной мощности на базе уже существующего судового двигателя. КПД такой установки ожидается на уровне 30–31%.

Кроме отечественных ГПА на газопроводах СССР эксплуатируются импортные агрегаты четырех типов (табл. 2.2).

Наиболее широко используются агрегаты типа ГТК-10И: к началу 1982 г. на газопроводах Оренбург–Новопсков, Ухта–Торжок и “Союз” эксплуатировались 232 таких агрегата.

ГТУ, указанные в табл. 2.2, выпускаемые зарубежными фирмами, а также ГТУ других типов и фирм весьма распространены за рубежом. Данные о некоторых современных ГТУ для ГПА приведены в табл. 2.3. Ведущие двигателестроительные фирмы “Роллс-Ройс” (Великобритания), “Пратт-Уитни” (США) образовали специальные отделения для разработки и производства и выпустили тысячи таких ГТУ суммарной мощно-

Таблица 2.2. Основные технические характеристики ГТУ импортных ГПА

Параметр	Тип ГПА, начало эксплуатации			
	“Центавр”	ГТК-25И	ГТК-10И	“Коберра-182”
	1975 г.	1976 г.	1976 г.	1979 г.
Мощность (при 15 °С и 760 мм рт. ст.), кВт	2620	25 000	10 000	12 500
Начальная температура газа, К	1113	1223	1198	1173
Расход воздуха при входе в компрессор, кг/с	14,7	117	52	78
Степень повышения давления воздуха	7	8,2	8,2	10
Число валов	2	2	2	2
Число ступеней осевого компрессора	11	16	15	17
Номинальная частота вращения ротора газогенератора, мин ⁻¹	14 600	5100	7100	7500
То же силового вала	15 700	4670	6500	5000
Эффективный КПД ГПА, %	24	27,2	25,1	28
Удельная масса ГТУ, кг/кВт	1,1	3,5	6,3	1,6
Межремонтный ресурс, тыс. ч	30	24	24	24

стью около 40 млн. кВт [55]. Фирмой “Дженерал электрик” (США) выпущено свыше 800 ГТУ промышленного типа (“тяжелых” ГТУ с длительным сроком службы) для газо- и нефтедобывающих агрегатов общей мощностью свыше 8 млн. кВт. Общая наработка этих ГТУ превысила 35 млн. ч [59]. Крупный арктический газопровод, по которому природный газ начиная с 1983–1984 гг. перекачивается от месторождений на севере Канады на юг через всю территорию страны в США, оборудован исключительно ГПА с ГТУ. На газопроводе общей протяженностью 7400 км предполагалось построить до 60 компрессорных станций общей мощностью 1470 МВт. Основными типами ГТУ на этих станциях должны быть установки большой мощности типа RB.211 фирмы “Роллс-Ройс”, LM2500 фирмы “Дженерал электрик”, FT4C фирмы “Юнайтед технолоджиз” (США) (см. табл. 2.3).

Несмотря на очевидные успехи в создании отечественных ГТУ для компрессорных станций, имеются серьезные проблемы, которые ждут решения. Прежде всего следует иметь в виду, что топливом для ГТУ в составе ГПА служит перекачиваемый ценный природный газ. Поэтому совершенно безразлично, сколько газа расходуется при вспомогательной в сущности операции перекачки газа по газопроводу.

Номинальный уровень КПД ГПА (26,5 %) не в полной мере соответствует современным требованиям к топливной экономичности. Поэтому ставится задача повышения экономичности ГПА. Как первоочередная ставится задача повышения КПД новых двигателей до 32–33% в тех же пределах мощностей. По данным [13] повышение КПД ГПА на 1% обеспечит за 15 лет эксплуатации перспективных газопроводов экономический эффект около 1 млрд. руб.

Таблица 2.3. Характеристики современных зарубежных ГТУ для ГПА

Параметр	Фирма-изготовитель (страна)					Модель ГТУ, начало эксплуатации								
	"Купер-Ройс" (США-Великобритания)	"Дрессер-Кларк" (США)	"Дженерал электрик Ко." (Великобритания)	"Дженерал электрик Ко." (Великобритания)	"Дженерал электрик Ко." (Великобритания)	"Купер-Ройс" (США)			"Ингерсол-Рэнд" (США)			"Нуово Пиньоне" (Италия)		
	Коберра 6462	DJ270G-20	DJ-270G	ERB-124	M5352B	M5322RB	LM2500	LM5000	GT-54	GT-55	GT-62	GT-71	PGT25	
	1983 г.	1981 г.	1979 г.	1978 г.	1972 г.	1971 г.	1979 г.	1983 г.	1977 г.	1978 г.	1978 г.	1978 г.	1981 г.	
Мощность (при 15 °С и 760 мм рт. ст.), МВт	25,3	12,83	21,78	24,39	26,0	23,8	21,6	33,3	14,0	12,1	21,7	34,0	21,7	
Начальная температура газа, К	1422	1200	1450	750*	1200	1205	1483	1497	1194	1283	1394	1472	1066*	
Расход воздуха при входе в компрессор, кг/с	90	57,2	67,7	90,3	121,7	113,5	67,6	124,4	77,2	58,1	89,0	130,8	66,7	
Степень повышения давления	19,2	15,0	18,0	20,0	8,2	8,3	18,7	30,0	11,0	18,0	20,0	31,3	18,0	
Число валов	3	2	2	3	2	2	2	3	2	2	2	2	3	
Номинальная частота вращения силового вала, мин ⁻¹	4800	5000	5400	6500	4670	4670	3600	3600	5250	5000	5000	4000	6500	
Эффективный КПД, %	36,3	33,5	36,0	35,3	28,8	36,0*	35,9	37,8	26,5	34	34,3	37,7	36,4	
Масса ГТУ (без нагнетателя), т	26,33	20,90	21,60	23,6	116,70	116,70	23,60	40,20	9,99	11,35	11,35	12,26	26,80	
Размеры ГТУ, м:														
длина	6,4	11,9	11,9	6,70	15,25	15,25	8,48	17,7	11,0	9,8	11,3	11,3	7,93	
ширина	3,05	4,15	4,15	3,36	3,36	3,36	2,81	3,14	3,36	3,36	3,36	3,36	3,05	
высота	3,05	4,27	4,27	3,10	3,66	3,66	3,51	3,66	3,66	3,66	3,66	3,66	3,36	
Примечание	Газогенератор RB.211-240 фирмы "Роллс-Ройс" (Великобритания)	Газогенератор LM2500-20 фирмы "Дженерал электрик" (США)	Газогенератор LM2500-30 фирмы "Дженерал электрик" (США)	*За турбиной газогенератора RB.211-240 фирмы "Роллс-Ройс" (Великобритания)	—	*С регенератором	—	—	Газогенератор "Эвон" фирмы "Роллс-Ройс" (Великобритания)	Газогенератор "Спей" фирмы "Роллс-Ройс" (Великобритания)	Газогенератор RB.211-240 фирмы "Роллс-Ройс" (Великобритания)	Газогенератор LM5000 фирмы "Дженерал электрик" (США)	Газогенератор LM2500 фирмы "Дженерал электрик" (США)	*Перед силовой турбиной

В направлении повышения экономичности ГТУ для ГПА первый шаг уже сделан: агрегат типа ГТН-25 НЗЛ имеет расчетный КПД 29,4%, а ГПА с ГТН-25 ТМЗ — 31 %. Имеются технические пути модернизации действующих и создания новых ГТУ для ГПА: дальнейшее повышение параметров и усложнение рабочего цикла, применение высокоэффективных и надежных теплообменников-регенераторов, применение утилизации теплоты отработавших газов в ГПУ и др.

Одной из проблем развития ГТУ для газопроводов является дальнейшее повышение надежности. Основными показателями надежности ГПА являются: 1) указанная выше наработка на отказ τ_0 ; 2) коэффициент готовности k_r — вероятность работоспособного состояния агрегата в любой момент времени, кроме планируемого технического обслуживания, $k_r = \tau_p / (\tau_p + \tau_v, п)$, где τ_p — общее время работы агрегата; $\tau_v, п$ — общее время вынужденного простоя агрегата; 3) коэффициент технического

Параметр	Фирма-изготовитель (страна)				
	"Роллс-Ройс" (Великобритания)			"Растон" (Великобритания)	
	"Спей"	"Эвон-1535"	RB.211	TB5000	"Торнадо"
	1976 г.	1975 г.	1974 г.	1977 г.	1982 г.
Мощность (при 15 °С и 760 мм рт. ст.), МВт	14,24	17,75	29,08	3,65	6,34
Начальная температура газа, К	1260*	1194*	1423*	1162	1273
Расход воздуха при входе в компрессор, кг/с	58,6	77,2	90,3	20,9	27,2
Степень повышения давления	18,5	9,0	19,2	7,0	12,1
Число валов	2	3	2	2	2
Номинальная частота вращения силового вала, мин ⁻¹	—	—	—	7950	10 000
Эффективный КПД, %	39,7*	33,8*	41,7*	25,4	31,0
Масса ГТУ (без нагнетателя), т	1,48*	1,62*	2,59*	13,62	19,07
Размеры ГТУ, м:					
длина	2,75	3,5	3,05	5,8	7,32
ширина	1,22	0,92	1,53	2,44	2,44
высота	1,53	0,92	1,53	2,44	2,90
Примечание.	*Газовая мощность за газогенератором и параметры только газогенератора			—	—

использования $k_{T, и}$ — вероятность работоспособного состояния агрегата в любой момент времени, $k_{T, и} = \tau_p / (\tau_p + \tau_{в, п} + \tau_{п, р})$, где $\tau_{п, п, р}$ — суммарное время, отводимое на планово-предупредительные ремонты. Опыт эксплуатации ГПА показывает, что уровень надежности некоторых из них пока недостаточно высок. Технические требования, устанавливаемые стандартом [14], определяют требуемое значение коэффициента готовности $k_T \geq 0,98$ и коэффициента технического использования $k_{T, и} \geq 0,92$ (для ГТУ на базе авиационных и судовых двигателей — не менее 0,95).

ГТУ могут применяться в качестве приводных не только на газе, но и на нефтепроводах для перекачки нефти. За рубежом одним из крупнейших нефтепроводов, оборудованным 11 насосными станциями с ГТУ, является нефтепровод в Саудовской Аравии, по которому за сутки пере-

ана), модель ГТУ, начало эксплуатации									
"Солар" (США)	"Юнайтед технолоджиз" (США)	"Вестингауз" (США)		"Зульцер" (Швейцария)					
"Марс"	FT4C-3F	CW182MB	CW182RMB	S3	SR3	S7	SR7	10	
1977 г.	1974 г.	1982 г.	1982 г.	1976 г.	1976 г.	1970 г.	1970 г.	1981 г.	
8,3	31,3	13,8	11,33	5,8	5,57	10,6	10,15	20,7	
1269	1320	1283	1283	1243	1243	1198	1198	—	
36,3	134,4	59,5	52,2	31,7	31,7	63,4	63,4	74,3	
16	13	9,0	8,2	8,85	9,02	7,55	7,7	13,5	
2	3	2	2	2	2	2	2	2	
9500	3600	7250	7250	10 600	10 600	6400	6400	7700	
32,8	32,0	29,0	36,8*	27,0	33,0	25,0	31,7	33,1	
27,24	13,90	51,10	52,5	27,0	27,0	71,0	71,0	28,0	
10,4	8,24	10,7	10,7	7,35	7,35*	12,35	12,35*	8,0	
2,44	3,05	3,36	3,36	3,1	3,1*	3,58	3,58*	3,15	
2,75	5,20	3,97	3,97	2,69	2,69*	3,81	3,81*	3,4	
—	—	—	*С регенератором	—	*Без учета размеров регенератора	—	*Без учета размеров регенератора	—	

качивается около $4 \cdot 10^5$ м³ нефти через весь Аравийский полуостров. На каждой из станций установлено по три ГТУ типа FT4A-9 мощностью 20,4 МВт каждая. Эти ГТУ могут работать и на предварительно обработанной сырой нефти, и на природном газе.

2.2. Энергетические стационарные ГТУ

Если развитие ГТУ для ГПА, по общим оценкам, происходит быстрыми темпами, а сами установки достигли высокого технического уровня, то состояние дел с энергетическими ГТУ, т.е. с ГТУ, приводящими электрогенераторы на станциях различных типов, не столь удовлетворительно. О некоторых причинах такого положения писал академик А.М. Люль-

Таблица 2.4. Основные технические характеристики отечественных энергетических ГТУ средней и большой мощностей

Параметры	Тип, завод-изготовитель			
	ГТ-12М	ГТ-25-2	ГТ-35-770	ГТЭ-45
	НЗЛ	ЛМЗ	ХТЗ	ХТЗ
	1964 г.	1970 г.	1972 г.	—
Номинальная мощность, МВт	11,4	23,0	32,2	52,5
Начальная температура газа, К	973	973	1043	1173
Расход воздуха, кг/с	92	188	215	367
Степень повышения давления	6,85	9,15	6,3	7,8
Температура газа за турбиной, К	593	608	713	753
КПД, %	27,0	22,0	24,0	27,0
Возможный отпуск теплоты, МВт	—	40	70	95
Удельная масса, кг/кВт	19,0	16,0	8,5	5,2

ка: "Внедрение ГТУ в электроэнергетику нашей страны сдерживалось в первую очередь из-за недооценки их возможностей планирующими органами, министерствами-потребителями и министерствами-изготовителями" [25].

ГТУ могут существенно облегчить решение важных задач наращивания энергетического потенциала страны: увеличить мощности для снятия пиковых нагрузок в мощных системах, нести базовые нагрузки в автономных условиях в отдаленных районах и повысить экономичность электростанций путем применения в парогазовых установках.

За рубежом энергетические ГТУ получили широкое распространение; так, в США их общая мощность, по данным на середину 1981 г., превышала 50 млн. кВт [31].

Энергетические ГТУ находят применение прежде всего как пиковые, т.е. как установки, обеспечивающие покрытие переменной части графика нагрузки энергосистем и работающие 500–1500 ч в году. Основные достоинства, обеспечивающие такое применение ГТУ в энергетике: их значительно более высокая маневренность (возможность быстрого пуска и надежной эксплуатации в циклических режимах), чем у паротурбинных блоков, простота автоматизации, компактность, независимость от источников воды.

В СССР в качестве пиковых используются газотурбинные установки типа ГТ-100 (табл. 2.4), выполненные ЛМЗ по наиболее простой из многоагрегатных ГТУ, показанных на рис. 1.4, в. К концу 1984 г. семь установок типа ГТ-100 находились в эксплуатации: две на Краснодарской ТЭЦ, три на ГРЭС им. Классона под Москвой и две — на станции "Июта" в Венгерской Народной Республике. На отечественных станциях ГТУ работают под нагрузкой 700–1200 ч в году в основном в периоды осенне-

ских ГТУ средней и большой мощностей

начало эксплуатации					
ГТ-100	ГТ-100-3М	ГТЭ-125	ГТЭ-150	ГТЭ-200	ГТУ-200-750
ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	МВТУ
1970 г.	1980 г.	Проект	Проект	Проект	Проект
91,0	105,0	128,0	157,0	185,0	200,0
1023/1023	1023/1023	1223	1373	1523	1023
427	460	630	630	630	453
22,3	26,0	12,7	13,0	15,6	128
663	653	703	779	823	540
27,1	28,5	29,5	31,0	32,6	40
145	155	220	255	280	—
6,6	5,7	2,6	2,2	1,7	3,9

зимнего максимума нагрузок (с октября до апреля). На середину 1980 г. суммарная наработка агрегатов под нагрузкой составила 18 710 ч, а число пусков с выходом под нагрузку 4130 [38]. Многолетний опыт эксплуатации установок ГТ-100 показал их пригодность и эффективность для покрытия пиков электрической нагрузки, несмотря на некоторые трудности, усложняющие эксплуатацию и снижающие эффективность ГТУ. Удельная стоимость электростанций с ГТ-100 составляет 85–90 руб/кВт, себестоимость электроэнергии при работе установок в течение 1000 ч/год на жидком топливе, цена которого равна 38 руб/т, составляет 2–2,5 коп/(кВт · ч), при цене 68 руб/т — 3–3,5 коп/(кВт · ч) [31].

На базе накопленного опыта на ЛМЗ выполнены проекты ГТУ второго поколения: установок ГТЭ-150 мощностью 150–160 МВт и ГТЭ-200 мощностью 185 МВт по простой схеме (см. рис. 1.1). В соответствии с Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986–1990 годы и на период до 2000 года предполагается создать головные образцы и организовать производство крупных газовых энергетических турбин единичной мощностью 120–150 МВт.

За рубежом энергетические ГТУ большой мощности получили широкое распространение для несения и пиковой, и базовой нагрузок, а также в качестве резервных. С 1965–1970 гг. началось серийное — десятками и даже сотнями однотипных агрегатов — производство ГТУ. Выпускаются установки двух типов: специально спроектированные для работы в качестве стационарных энергетических (табл. 2.5) и установки, созданные на базе авиационных ГТД. Фирма "Дженерал электрик" выпустила более 1800 энергетических ГТУ первого типа общей мощностью около 50 млн. кВт, имеющих общую наработку около 26 млн. ч [59]. По ли-

Таблица 2.5. Основные технические характеристики современных зарубежных

мощных стационарных энергетических ГТУ промышленного ("тяжелого") типа

Параметры	Фирма-изготовитель, модель				ГТУ, ввод в эксплуатацию				
	"Джеиерал электрик" (США)				"Броун Бовери" (Швейцария)				
	MS5001P	MS6001B	MS7001E	MS9001B	MS9001E	Тип 9	Тип 11	Тип 13	LGT11/8
	1958 г.	1978 г.	1976 г.	1975 г.	1979 г.	1970 г.	1971 г.	1970 г.	1981 г.
Номинальная (пиковая) мощность (при 15 °С и 760 мм рт. ст.), МВт	25,89 (27,75)	37,5 (40,7)	78,4 (84,8)	87,4 (96,9)	111,4 (121)	35,4 (38,5)	72,5 (78,9)	88,9 (97,3)	220
Начальная температура газа в пиковом режиме, К	1270	1377	1377	1338 1277*	1358	813**	823**	799**	413**
Расход воздуха при входе в компрессор, кг/с	122	138	279	345	401	163	290	374,6	313,3
Степень повышения давления	10,2	11,5	11,5	9,6	11,4	9,0	11,0	11,8	55,0
Число валов	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Номинальная частота вращения силового вала, мин ⁻¹	5105	5105	3600	3000	3000	4500	3600	3000	3600
Эффективный КПД при номинальной (пиковой) мощности, %	28,1 (32,1)	31,0 (31,2)	32,4 (32,5)	31,5 (31,8)	32,1 (32,1)	28,9 (29,3)	31,7 (32)	31,8 (32,3)	84,0 —
Масса ГТУ, т	172,5	190,7	267,9	295,1	295,1	79	165	270	—
Параметры	Фирма-изготовитель, модель				ГТУ, ввод в эксплуатацию				
	"Фнат" (Италия)	"Джеиерал электрик" (США)	"Крафтверкунион" (ФРГ)		"Стал-Лаваль" (Швеция)	"Вестингауз" (США)			
	TG-50	EM610	V84	V94	GT120C	GT200	W251B	W501D (60 Гц)	W501D(50 Гц)
	1975 г.	1975 г.	1984 г.	1974 г.	1959 г.	1977 г.	1974 г.	1975 г.	1981 г.
Номинальная (пиковая) мощность (при 15 °С и 760 мм рт. ст.), МВт	100,0 (108)	63,7 (69,2)	91,5 (99,5)	130,6 (141,9)	70 (75)	75 (85)	40,2 (43,36)	96,44 (104,22)	95,17 (102,81)
Начальная температура газа в пиковом режиме, К	853**	—	1373	1373	1105	—	1403	1403	1403
Расход воздуха при входе в компрессор, кг/с	386,4	287	338	487	359	350	155,7	359	359
Степень повышения давления	12,0	8,2	10,4	10,4	15,0	16,0	14,0	14,2	14,2
Число валов	1	1	1	1	3	3	1	1	1
Номинальная частота вращения силового вала, мин ⁻¹	3000	3000	3600	3000	3000	3000	5400	3600	3600
Эффективный КПД при номинальной (пиковой) мощности, %	31,0 (31,3)	28,3**** (28,8)	32,2 (32,6)	32,0 (32,2)	28,5 (28,9)	33,1 (33,7)	30,3**** (30,3)	31,9**** (32,2)	31,5**** (31,7)
Масса ГТУ, т	157,0	163,4	172	275	—	113,5	98	125,5	125,5

Параметры	Фирма-изготовитель, модель			
	"Фиат" (Италия)	"Дженерал электрик" (США)	"Крафтверкунин" (ФРГ)	
	TG-50	EM610	V84	V94
	1975 г.	1975 г.	1984 г.	1974 г.
Размеры ГТУ, м:				
длина	21,7	23,2	27,5	32,0
ширина	3,36	3,36	3,66	4,58
высота	3,66	3,66	6,1	6,1
Размеры ГТУ, м:				
длина	14,3	14,3	15,5	18
ширина	4,3	4,0	10	12,5
высота	4,3	4,6	7,0	7,5

* При базовом режиме. ** При выходе из турбины на пиковом режиме. ратора.

цензии этой фирмы выпускают энергетические ГТУ фирмы многих стран. Авиационные фирмы США, Великобритании и других стран применяют достижения в области авиационной техники при создании стационарных ГТУ. Некоторые параметры и показатели энергетических ГТУ, выполненных на базе авиационных прототипов, приведены в табл. 2.6 [32].

В некоторых развивающихся странах, имеющих собственные источники нефти или газа, ГТУ служат основными источниками энергии. Особенно большое количество ГТУ работает в Саудовской Аравии, Объединенных Арабских эмиратах. Одной из крупнейших электростанций, работающих на природном газе, является станция в Саудовской Аравии мощностью 800 МВт, состоящая из 16 ГТУ типа 11 фирмы "Броун Бовери" (Швейцария). В странах Среднего Востока работает значительное число ГТУ других фирм.

В Бахрейне электроэнергия, вырабатываемая 19 ГТУ типа MS5001 фирмы "Джон Браун" (Великобритания) общей мощностью более 300 МВт, используется для выплавки алюминия, производимого из привозного сырья. Одна из этих ГТУ к маю 1983 г. проработала 100 тыс. ч.

Одним из путей применения ГТУ большой мощности в энергетике является включение их в состав ПГУ или ГПУ. Таким комбинированным установкам в последнее время уделяется большое внимание. Это объясняется возможностью значительного повышения экономичности тепловых электростанций при применении серийно выпускаемых паротурбинных блоков и ГТУ.

В СССР на Невинномысской ГРЭС с 1972 г. проходит опытно-промышленную эксплуатацию ПГУ номинальной мощностью 200 МВт, выпол-

ГТУ, ввод в эксплуатацию				
"Стал-Лаваль" (Швеция)	"Вестингауз" (США)			
GT120C	GT200	W251B	W501D (60 Гц)	W501D (50 Гц)
1959 г.	1977 г.	1974 г.	1975 г.	1981 г.
32,0	10	11,2	14,5	48,1 ***
4,58	3,2	7,2	4,6	4,5
6,1	7,6	5,1	9,8	9,4
22,9	38,9	9,0	13,0	13,0
12,8	9,15	3,0	4,0	4,0
12,8	8,5	3,0	6,0	6,0

*** Включая генератор и компрессорную группу. **** КПД на зажимах электрогенератора.

ненная по схеме с высоконапорным парогенератором (ВПГ) (см. рис. 1.7, а). К 1980 г. общая наработка ПГУ составила около 30 тыс. ч; было выработано около 3,8 млрд. кВт · ч электроэнергии. Максимальная достигнутая нагрузка ПГУ составила 180 МВт при мощности входящей в нее ГТУ 26 МВт, наименьший среднесуточный удельный расход топлива в пересчете на условное топливо равен $c_e = 328$ г/(кВт · ч), среднегодовой расход $c_e = 342 \div 345$ г/(кВт · ч). Наибольшая длительность непрерывной работы составила 1400 ч [31]. Несмотря на то что расчетные показатели у этой ПГУ достигнуты не были, ее средняя экономичность оказалась значительно — на 20–25 г/(кВт · ч) — выше, чем у паротурбинного блока К-160-130, в сочетании с которыми работает ГТУ типа ГТ-35-770.

На основе эксплуатации ПГУ-200 с ВПГ спроектирована по аналогичной схеме установка ПГУ-250 мощностью 250 МВт [31].

Развитие у нас в стране получили также ПГУ с низконапорным парогенератором (НПГ), в которых отработавшие в турбине газы поступают в топку обычного котла и используются для сжигания топлива. Такая схема аналогична схеме ПГУ, изображенной на рис. 1.7, б. Две установки такого типа мощностью по 250 МВт (ПГУ-250), разработанные Львовским отделением института "Теплоэлектропроект" и ЦКТИ, эксплуатируются на Молдавской ГРЭС. Установка состоит из ГТУ типа ГТ-35 ПО ХТЗ и паровой турбины К-210-130 ЛМЗ [1, 31]. ПГУ с НПГ имеют высокую экономичность (хотя и уступающую экономичности ПГУ бинарного типа, т.е. ПГУ без дожигания топлива за газовой турбиной), поэтому они обычно рассматриваются как базовые. При температуре наружного воздуха 283 К эта установка развивает мощность около 250 МВт,

Таблица 2.6. Характеристики зарубежных энергетических ГТУ с промышлен-

Показатели и параметры	Фирма-изготовитель, страна и тип		
	"Дженерал электрик", (США)		"Юнайтед техно- лоджиз" (США)
	LM2500	LM5000	FT4C-3F
	1973 г.	1977 г.	1974 г.
Мощность ГТУ в базовом режиме, МВт	19–20,1	32,3	30,6
КПД ГТУ в базовом режиме, %	34,2–36,0	35,5–36,5	32,2
Мощность ГТУ в пиковом режиме, МВт	—	35–37	33
КПД ГТУ в пиковом режиме, %	—	35,9–37,2	32,5
Степень повышения давления	18	29–31	13,8
Расход воздуха, кг/с	65–67	132–137	136
Температура газа, К:			
перед турбиной	1420–1450	1450–1460	1350
за турбиной	763–778	710	740
Число ступеней:			
компрессора	16	5 + 14	8 + 8
турбины газогенератора	2	2 + 1	1 + 2
силовой турбины	2–6	2–3	3
Число жаровых труб	К**	К**	8
Масса, т:			
ГТД	—	3,85	—
ГТУ	21,5–35,5	28,5–43	19,5
Габаритные размеры ГТУ, м:			
длина	5,5–6,4	8,8–9,8	8,8
ширина	2,1–3,4	3,4	3,05
высота	2,1–3,4	3,1–3,4	2,08
Номинальная частота вращения валов ГТД, мин ⁻¹ :			
вала низкого/высокого давления	9150	3800/10 300	6950/8360
силового вала	3600 (3000)	3600 (3000)	3600

* Температура газа перед турбиной и частота вращения валов ГТД "Эвон 1535", му. ** Буквой "К" обозначены кольцевые камеры сгорания.

а ее КПД превышает 39%. Надежность таких установок высока, так как может быть обеспечена независимая работа газового и парового контуров. Одно из важнейших преимуществ ПГУ с НПГ по сравнению с ПГУ с ВПГ — возможность использования низкокачественного жидкого или твердого топлива в паровом контуре, причем доля этого топлива достигает 70–75% общего расхода на ПГУ.

Выполнены проектные проработки ПГУ с НПГ мощностью 800 МВт; такая ПГУ должна состоять из двух разрабатываемых ЛМЗ ГТУ типа ГТЭ-150, двух котлов-утилизаторов и одной серийно выпускаемой тем же заводом паровой турбины типа К-500-166. Применение таких ПГУ вместо паротурбинных энергоблоков может обеспечить снижение удельной стоимости электростанций примерно на 25 % [36]. Экономия топлива (в пе-

ными вариантами авиационных ГТД

ГТД, начало производства

"Роллс-Ройс" (Великобритания)					
"Олимп В"	"Олимп С"	RB.211-22	RB.211-24	"Спей"	"Эвон 1535"
1973 г.	1975 г.	1975 г.	1978 г.	1976 г.	1975 г.
17,5	26,1	19,5	21,5	11,9	14,7
26,9	31,2	33,9	34,2	33,5	28,2
20	28,9	21,7	23,8	13,8	16,3
27,8	31,5	34,6	34,9	34	28,8
10,3	11,0	19	18,6	19	10
108,5	109	91	92	60,9	79,5
1210	1360	1340*	1390*	1300*	1210*
760	803	670	718	700	750
5 + 7	5 + 7	7 + 6	7 + 6	5 + 11	17
1 + 1	1 + 1	1 + 1	1 + 1	2 + 2	3
2	2–3	2	2	2	2
8	8	К**	К**	10	8
2,2	2,2	2,6	2,6	1,5	1,6
23	25,5	24	—	26,3	20,5
9,2	9,2	6,7	—	4,9	7,3
3,1	3,4	3,4	—	3,4	3,4
4,0	3,4	3,1	—	3,1	3,1
6070/6750	6250/9315*	6675/9155*	7950/12 000*	7550*	
3600 (3000)	4950	4950	5900	5200	

"Спей" и RB.211 соответствуют базовому режиму, остальных ГТД — пиковому режи-

ресчете на условное) по сравнению с экономией на современных паротурбинных блоках мощностью 800 МВт может составить около 40 г/(кВт · ч), или 13–15 %. С учетом возможных масштабов ввода может быть получена экономия капитальных вложений 250–300 млн. руб., а экономия топлива 2,5–3 млн. т в год. В ближайшем будущем возможна установка 20 блоков таких ПГУ, что позволило бы сэкономить около 500 млн. руб. капитальных затрат.

Направление работ отечественного газотурбостроения на создание высокотемпературных ГТУ типов ГТЭ-150 и ГТЭ-200 позволяет рассматривать возможность реализации чисто бинарных циклов в ПГУ. По существу описанная выше установка ПГУ-750 уже близка к бинарной, особенно при $T_T = 1373$ К, поскольку основная часть (72–73%) топлива сжигается в камере сгорания ГТУ.

Очевидна необходимость всемерного повышения экономичности энергоустановок на электростанциях, поскольку свыше 25% всего сжигаемого на них топлива составляет газообразное и почти 29% — жидкое. Применение высокоэкономичных ГТУ и ПГУ может заметно повысить эффективность использования таких количеств топлива, а снижение удельного расхода топлива на электростанциях всего на 1% приводит к экономии более 6 млн. т годового расхода топлива (в пересчете на угле Канско-Ачинского месторождения).

За рубежом ПГУ с ННГ получили широкое распространение; суммарная мощность их превышает 25 млн. кВт.

Основное применение в настоящее время за рубежом находят ГПУ, работающие по схеме, представленной на рис. 1.7. Они работают на газе и жидком топливе и имеют единичную мощность 100–600 МВт. Общее число таких ГПУ достигает 150, а их суммарная мощность составляет свыше 20 млн. кВт. Особенно широко они распространены в США. Фирмой "Дженерал электрик" разработаны ГПУ нескольких типов, предназначенные для работы в полупиковой части графика нагрузок. Эти установки типа STAG (Steam and Gas, т.е. пар и газ) состоят из нескольких ГТУ и одной паровой турбины. Установки выполняются как с дожиганием топлива перед котлом-утилизатором, так и без дожигания. Аналогичные установки типа PACE (Power at Combined Efficiency, т.е. мощность при комбинированной эффективности) мощностью от 55 до 650 МВт выпускает фирма "Вестингауз". Они включают ГТУ типа W251 мощностью 40 МВт или W501 мощностью 95 МВт (в базовом режиме). Фирма "Вестингауз" выпускает также ГТУ с дожиганием топлива перед котлом-утилизатором.

Среди всех многочисленных построенных и проектируемых электростанций, оборудованных ГПУ с котлами-утилизаторами без дожигания топлива, выделяются девять станций на природном газе, намеченные к постройке в Японии. Общая мощность девяти станций составляет 7000 МВт; мощность каждой из них — от 500 до 1090 МВт. Три станции мощностью 1090, 1007 и 1007 МВт должны быть введены в эксплуатацию в Японии в конце 1985 г. Самая крупная электростанция мощностью 1090 МВт оборудуется шестью ГТУ типа MW701D номинальной мощностью 120 МВт, котлом-утилизатором и двумя паровыми турбинами мощностью по 170 МВт. Станции по 1007 МВт оборудуются семью ГТУ типа "Фрейм 9Е" фирмы "Дженерал электрик" мощностью по 96 МВт, котлом-утилизатором без дожигания и семью паровыми турбинами мощностью по 47 МВт. Фактически эта станция состоит из семи установок типа STAG109, о которых говорилось выше [60]. Расчетный полный КПД этих станций очень высок — около 47%. Расчеты показывают, что применение в составе таких ГПУ газотурбинных установок сложного цикла (подобного тому, по которому работает отечественная ГТУ ГТ-100, но с $T_T = 1323$ К) обеспечит КПД станций на уровне 55%. Поскольку в Японии уже ведутся испытания прототипа таких ГТУ, то, вероятно, эти расчеты могут быть воплощены в реальные ГПУ в недалеком будущем.

Многие проблемы применения ГТУ и ПГУ в энергетике СССР упрощаются, и эти установки получают новое, более широкое развитие, если

будет решена проблема использования в них твердого топлива (угля). Разрабатываются различные способы переработки (газификации) угля для получения его в ГТУ и ПГУ. Такая переработка угля происходит в самой установке с использованием циклового воздуха, поэтому схема называется "установкой с внутрицикловой газификацией угля".

В таких ПГУ может расходоваться на 20–25% меньше угля, чем в любых современных паротурбинных энергоблоках. Столь существенное повышение экономичности энергоустановок служит причиной резкой активизации работ по созданию таких ПГУ. В нашей стране в течение нескольких лет ведутся исследовательские работы по внутрицикловой газификации углей применительно к использованию оборудования в ГТУ и ПГУ. В настоящее время ведущими организациями ряда министерств создается оборудование для опытной ПГУ-250 с внутрицикловой газификацией твердого топлива для Новотульской тепловой электростанции.

Работы по созданию ПГУ с внутрицикловой газификацией угля интенсивно ведутся в США. Министерство энергетики США с 1976 г. начало разрабатывать программу создания ГТУ с $T_T = 1700 \div 1920$ К, предназначенных для ПГУ мощностью 500–1000 МВт с газификацией угля. Предполагается, что мощные ПГУ такого типа станут основным оборудованием базовых ТЭС США; это позволит экономить к 2000 г. $4 \cdot 10^{15}$ кДж в год теплоты, расходуемой энергетикой США. Кроме того, отдельными фирмами и организациями разработано около 50 проектов различных ПГУ. Проектируются и сооружаются крупные демонстрационные установки с ПГУ с целью отработки процесса сжигания угля в газогенераторе, очистки продуктов газификации и сжигания их в камере сгорания ГТУ. Так, на ТЭС "Кул Уотер" сооружена ПГУ мощностью 100 МВт, состоящая из ГТУ номинальной мощностью 60–65 МВт и ПТУ мощностью 30 МВт. Процесс газификации в установке проводится при давлении 6,2 МПа и температуре до 1810 К.

Разработка ПГУ с газификацией угля ведется в Англии, Швеции, Италии, ФРГ и других странах. Одна из первых опытно-промышленных ПГУ такого типа работала на электростанции "Келлерман" (ФРГ). По сравнению с паросиловой установкой на пылеугольном топливе на начальное давление пара 19 МПа, температуру основного и промежуточного перегрева 803 К она обеспечивала снижение удельных капитальных затрат на 25% при практически одинаковой тепловой эффективности, несмотря на умеренную температуру газа перед турбиной (1095 К) и отсутствие промежуточного перегрева пара.

Еще далеко не использованы возможности выпускаемой машины ГТ-100. Она спроектирована на весьма низкую температуру газа (всего 1023 К). Расчеты, проведенные в МВТУ им. Н.Э. Баумана, показали, что повышение температуры газа перед обеими турбинами на 100 К при неизменных материалах и увеличении расхода воздуха на охлаждение лопаточного аппарата на 3% позволит увеличить мощность установки ГТ-100 на 20–24%; повышение T_T на 200 К увеличит мощность на 45–50% при сохранении прежнего или при несколько более высоком КПД установки. Но уровень $T_{T1} = 1223$ К реализуется значительно

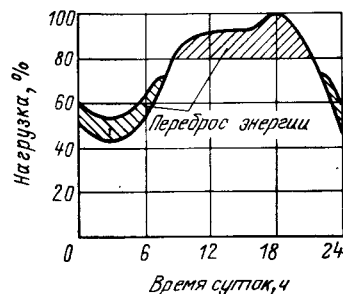


Рис. 2.2. Место ВАГТУ в графике нагрузок энергосистем: /// — "переброс" энергии, накопленной в воздушном аккумуляторе, в период уменьшения нагрузки в энергосистеме для срабатывания ее в период пика нагрузок

ще, чем уровень $T_r = 1373$ К в ГТЭ-150 и тем более $T_r = 1523$ К в ГТЭ-200.

Еще более высокую мощность и КПД можно получить в специально спроектированных многоагрегатных ГТУ с температурой газа значительно более низкой, чем в установках ГТЭ-150 и ГТЭ-200. Так, применение многоагрегатных ГТУ мощностью 300 МВт (ГТУ-300-800) с $T_r = 1073$ К, в которых использованы узлы установки ГТ-100, может обеспечить уменьшение удельной стоимости установки (в расчете на 1 кВт) по сравнению с установкой ГТ-100 более чем на 35 % [27]. КПД такой установки может достигать 36–40 %, что на 5–9 и 3–7 % (абсолютных) превышает КПД установок ГТЭ-150 и ГТЭ-200 соответственно. Повышение температуры газа до $T_r = 1500$ К за всеми камерами сгорания позволит получить КПД многоагрегатных ГТУ на уровне 53–55 % [54].

Примечательно, что в настоящее время, когда многие организации в СССР и фирмы за рубежом ориентируют стационарное энергетическое газотурбостроение на применение ГТУ простейших схем (в том числе и в составе ПГУ или ГПУ), вновь появилась тенденция к переходу к ГТУ сложных схем. Так, в Японии с 1978 г. разрабатывается высокотемпературная ($T_r = 1573$ К) энергетическая ГТУ мощностью 122 МВт, термодинамический цикл которой аналогичен циклу установки ГТ-100. Общая степень повышения давления в цикле $\pi_{\Sigma} \approx 55$, это значение близко к тем, которые неоднократно указывались в работах МВТУ по созданию ГТУ большой мощности более 20 лет назад. Установка предназначена для работы в составе указанных выше высокотемпературных мощных ГПУ с КПД до 55 % [60]. Уже в 1984 г. началась опытно-промышленная эксплуатация установки. В настоящее время ГТУ типа AGJ-100А проходит испытания [62].

ГТУ большой мощности могут успешно применяться в схемах с аккумулярованием энергии, одна из которых приведена на рис. 1.5, на газотурбинных воздушно-аккумулирующих электростанциях (ВАЭС). Такие ГТУ (ВАГТУ) в последнее время благодаря относительной простоте и эффективности привлекают все большее внимание. Интерес к ВАГТУ объясняется и тем, что с ноября 1978 г. на ТЭС "Хунторф" в ФРГ успешно работает пока единственная установка этого типа мощностью 290 МВт. К марту 1982 г. на ней выработано 137 000 МВт · ч электроэнергии.

На ВАЭС воздух в аккумуляторы закачивается компрессорами, приводимыми от электродвигателя, в период уменьшения нагрузки в энергосистемах. Для привода компрессоров электрическая энергия может производиться наиболее экономичными электростанциями. При этом

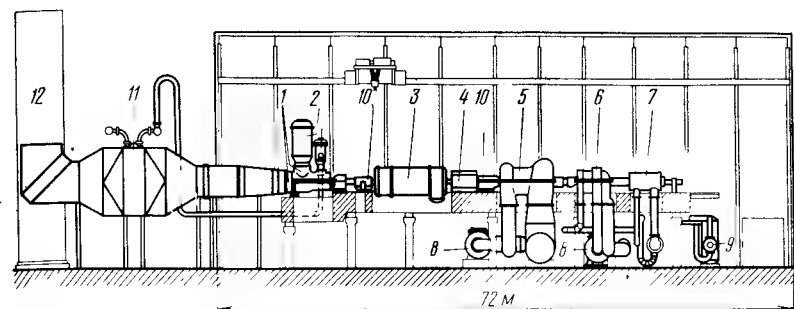


Рис. 2.3. Компоновка ВАГТУ на электростанции "Сойланд" (США):

1 — турбина; 2 — камеры сгорания; 3 — электромотор-генератор; 4 — пусковой электродвигатель; 5 — компрессор низкого давления; 6 — компрессор среднего давления; 7 — компрессор высокого давления; 8 — промежуточные воздухоохладители; 9 — концевой воздухоохладитель; 10 — муфты; 11 — теплообменник-рекуператор; 12 — выпускная труба

основное оборудование на твердотопливных или атомных электростанциях продолжает работать в постоянном режиме с высоким КПД. В период пика нагрузки воздух из воздушного аккумулятора подается в газотурбинную часть ВАГТУ; в камере сгорания перед турбиной в воздух подается и сгорает топливо. Мощность турбин передается электрогенератору, включенному в электрическую систему. "Переброс" нагрузки ВАЭС в энергосистеме показан на рис. 2.2 [61].

Работа по созданию ВАЭС продолжается и в СССР, и за рубежом. Отечественные проработки показали возможность сооружения ВАЭС единичной мощностью 300–500 Вт на базе установок ГТ-100 и ГТЭ-150. В 1986 г. в США должна быть введена в эксплуатацию ВАЭС "Сойланд" мощностью 220 МВт (рис. 2.3). Наземное оборудование для нее будет поставлять швейцарская фирма "Броун Бовери", изготовившая аналогичное оборудование для ВАЭС "Хунторф".

В электроэнергетике успешно применяются ГТУ меньшей мощности, чем указанные выше. Эти установки в основном служат для энергоснабжения отдаленных районов.

В системе Якутэнерго длительное время успешно эксплуатируется газотурбинная ГРЭС общей мощностью 170 МВт, состоящая из четырех установок ГТ-25 (см. табл. 2.4), работающих в системе с 1970 г., и двух установок ГТ-35-770 (см. ту же табл.), работающих с 1977 г. При полной тепловой нагрузке ГТУ работают со средним удельным расходом топлива (в пересчете на условное) $c_e \approx 300$ г/(кВт · ч). Имеется возможность повышения мощности ГТУ более чем на 5 % путем введения воды или пара в тракт высокого давления [41]. Ввод пара, полученного за счет теплоты отработавших в турбине газов, почти на 4 % повышает КПД установки [41].

Электростанции типа Якутской ГРЭС целесообразно использовать для энергоснабжения вновь осваиваемых районов добычи природного газа при необходимой мощности до 300–500 МВт. Такие электростанции

Таблица 2.7. Характеристики ГТУ передвижных электростанций на базе судовых и авиационных ГТД [31]

Показатель	Тип ГТУ, начало эксплуатации			
	ГТГ-1	ГТГ-12	ГТГ-4	ГТА-18
	1969 г.	1974 г.	1974 г.	1976 г.
Число работающих ГТУ	10	22	27	1
Общая наработка ГТУ, тыс. ч	114,8	60,9	97,6	0,63*
Мощность, МВт	10	12	4	18,6
КПД, %	23	27	25	21,1
Расход воздуха, кг/с	86,5	86,6	33,2	154
Температура газа перед турбиной, К	—	1060	1015	1000
Степень повышения давления	—	10,6	8,6	6,0
Время пуска и нагружения, мин	15	15	15	6 (3**)
Масса ГТУ, т	20	20	13	28,7
Ресурс ГТУ, тыс. ч	20	20	20	10

*В пиковом режиме при 410 пусках. ** Аварийный пуск.

можно оснащать агрегатами единичной мощностью 16–60 МВт, как специально разработанными, так и унифицированными с ГТУ, предназначенными для ГПА газопроводов [31].

Установки типа ГТ-12М (см. табл. 2.4) успешно проработали по 60–70 тыс. ч на Небит-Дагской ГРЭС; сейчас они демонтированы и заменены на более совершенные агрегаты типа ГТГ-12 (табл. 2.7) [31].

Для снабжения электроэнергией отдаленных районов, особенно таких, в которых начинается промышленное строительство или которые только начинают осваиваться, применяют передвижные электростанции с ГТУ, выполненными на базе судовых или авиационных двигателей (табл. 2.7) [31].

По два агрегата типа ГТГ-12 с двигателем ГТД-1 устанавливаются на плавучих (на баржах) электростанциях типа "Северное сияние"; кроме электрической мощности они вырабатывают в котлах-утилизаторах до 15 т/ч пара давлением 0,5 МПа для отопления. Лучшие из этих установок имеют удельный расход топлива (в пересчете на условное) $c_e < 500 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ [31]. Опыт эксплуатации плавучих электростанций показал их высокую надежность, ремонтпригодность, быстроту ввода в действие после перебазирования и экономичность. Капитальные затраты на постройку станции окупаются в течение 3–4 лет [2]. В настоящее время ведутся работы по созданию плавучих электростанций мощностью до 50 МВт.

Агрегаты, подобные указанным в табл. 2.7, применяются на энергопоездах. Максимальная наработка этих ГТУ без капитального ремонта составляет 20,2 тыс.ч, средняя — свыше 10 тыс. ч [31]. В качестве уста-

новок на энергопоездах применяются ГТУ типа ГТГ-4, а также преобразованный авиационный ГТД типа АИ-20.

Передвижные электростанции с ГТУ, выполненные, как правило, на базе авиадвигателей, широко применяются за рубежом. Обычно они устанавливаются на автомобильных прицепах и используются как пиковые, вспомогательные или аварийные. Единичные мощности таких электростанций постоянно растут и достигают уже 20–30 МВт. Все передвижные электростанции с ГТУ отличаются быстрым вводом в действие; так, электростанция мощностью 12,6 МВт фирмы "Стал-Лаваль" начинает давать ток в электрическую сеть через 24 ч после прибытия на место.

КПД современных АЭС с реакторами различных типов и паротурбинными установками на насыщенном паре не превышает 30–32 % [37]. Кроме того, такие установки оказывают заметное отрицательное воздействие на окружающую среду. Атомные замкнутые ГТУ (АЗГТУ) на гелии с высокотемпературным газоохлаждаемым реактором (ВТГР), принципиальные схемы которых могут отличаться от приведенной на рис. 1.6 лишь числом агрегатов, позволяют повысить КПД АЭС до 45–46 %, уменьшить стоимость установленного 1 кВт мощности на 15–20 % по сравнению с АЭС на базе ВТГР с ПТУ и существенно снизить отрицательное экологическое воздействие, так как позволяют использовать так называемые сухие градирни и уменьшить потребность в охлаждающей воде. АЗГТУ могут найти широкое применение в качестве маневренных блоков АЭС для покрытия пиков графика нагрузки электрических сетей [39].

Принципиальные возможности создания АЗГТУ на гелии были выявлены в результате постройки и испытаний замкнутого гелиевого контура с турбомашинами на ТЭС в г. Оберхаузен (ФРГ). Был испытан лишь сам контур без ядерного реактора; гелий в установке нагревался в котле, работавшем на органическом топливе. Результаты испытаний в целом оценены как удовлетворительные.

В нашей стране разработаны проекты прототипных опытно-промышленных ВТГР трех типов: ВГР-50, ВГ-400 (реакторы на тепловых нейтронах с гелиевым охлаждением) и БГР (реактор на быстрых нейтронах с гелиевым охлаждением) [39]. Электрическую мощность на первом этапе сооружения установок с этими реакторами предполагается получать с использованием паровых турбин, но при освоении реакторов возможно создание одноконтурной установки с ГТУ на гелии.

Опытно-промышленные исследования и проектные проработки энергоустановок с ВТГР и ГТУ проводятся в СССР и других странах в течение последних 10–15 лет, однако до их постройки и освоения потребуются еще много усилий. По мнению некоторых специалистов [64], АЭС с ВТГР и АЗГТУ могут быть освоены к 2000 г.

По мере развития магнитогидродинамического (МГД) метода генерирования энергии рассматриваются возможности применения ПГУ, ГТУ и ПТУ для утилизации теплоты газов, выходящих из МГД-генератора (МГДГ) [27], с целью повышения КПД процесса преобразования теплоты органического или ядерного топлива. ГТУ в установках с МГДГ обеспечивает привод компрессоров, подающих рабочее тело в камеру сгорания,

установленную перед МГД-каналом, и сама может служить источником полезной энергии с относительно высоким КПД. МГД-генератор может работать на любом виде топлива, включая уголь; при этом также оказывается целесообразным сочетание МГД-генератора и ГТУ.

Ограниченные ресурсы химического и ядерного топлива, возрастание стоимости его добычи и транспортировки, ужесточающиеся экологические требования приводят к поиску путей применения возобновляемых источников энергии. Рассмотрим возможности применения ГТУ и ПГУ лишь в одной области — солнечной энергетике (гелиоэнергетике). Отношение к таким установкам в настоящее время характеризуется как выжидательное [49], а надежных экономических показателей для солнечных энергоустановок (СЭУ) пока не существует. Академик М.А. Стырикович полагает, что СЭУ могут играть значительную роль только в энергетике отдаленных районов, особенно в развивающихся странах; в мировом балансе СЭУ будут занимать в обозримом будущем незначительное место и использоваться в основном для мелких рассредоточенных потребителей теплоты.

Основной трудностью создания СЭУ большой мощности (несколько десятков и даже сотен мегаватт) является обеспечение концентрации солнечной энергии, плотность которой низка, — в средних широтах она составляет всего несколько сот ватт на 1 м^2 , в условиях непостоянства солнечного излучения как по времени суток, так и из-за погодных условий. В связи с этим необходимо, во-первых, концентрирование энергии Солнца, во-вторых, ее аккумулирование с целью использования при отсутствии солнечного излучения. Задача создания СЭУ большой мощности решается путем разработки системы зеркал-гелиостатов, располагаемых на земле вокруг приемного коллектора. Зеркала должны автоматически поворачиваться вслед за Солнцем, а приемный коллектор должен располагаться на достаточно большой высоте, чтобы лучи, отраженные от зеркал, могли попадать на него даже при большом расстоянии между зеркалами и коллектором. Обычно рассматривают СЭУ с коллектором (или коллекторами), расположенными на высоких (до 100–400 м) башнях, поэтому СЭУ такого типа называют башенными.

Наряду с крупными СЭУ башенного типа рассматривают автономные системы с параболическими тарельчатыми коллекторами диаметрами 10–100 м с ГТУ сравнительно небольшой мощности (50–2000 кВт). В таких СЭУ блок преобразователя ГТУ с электрогенератором размещается в фокальной плоскости коллектора. Несколько таких СЭУ могут давать энергию в общую сеть. КПД полного преобразования таких СЭУ может быть 20–30 %, что выше, чем КПД СЭУ башенного типа [57]. Это объясняется более высокой степенью концентрации лучистой энергии Солнца и однородностью распределения теплового потока в течение всего светового дня. Кроме того, возможно получение очень высокой температуры рабочей среды, при которой КПД ГТУ высок.

Представляют также интерес автономные СЭУ мощностью несколько киловатт. Такие установки могут служить для привода насосов, поднимающих воду из скважин в отдаленных пустынных и полупустынных районах с большим числом солнечных дней в году.

В течение последнего десятилетия в США обсуждается проблема создания солнечных космических орбитальных энергетических систем (СОЭС). Принцип работы СОЭС заключается в выработке электрической энергии на космической орбитальной станции и в передаче ее тем или иным способом (например, лазерным) потребителям на Земле. Расчеты показывают, что 20 СОЭС мощностью по 10 000 МВт каждая обеспечат передачу на Землю $1,7 \cdot 10^3 \text{ ТВт} \cdot \text{ч}$ энергии в год, что соответствует потребностям стран Европейского сообщества в электрической энергии в 1985 г. [23]. Исследования показывают достоинства теплового преобразования на СОЭС при применении ГТУ замкнутого цикла по сравнению с фотоэлектрическим способом преобразования. Следует иметь в виду, что, несмотря на перспективность и грандиозность этих проектов, их практическое осуществление сопряжено с огромными затратами и может рассматриваться как одна из проблем конца XX — начала XXI в.

2.3. Технологические и утилизационные стационарные ГТУ

Стационарные ГТУ находят применение в технологических процессах химической и металлургической промышленности, при которых происходит выделение больших количеств теплоты. ГТУ, включенные в технологический цикл производства, называют технологическими.

В СССР технологические ГТУ используют при производстве азотной кислоты и в доменном процессе; показаны возможности использования ГТУ при синтезе аммиака, в коксохимическом производстве, при получении серной кислоты, этилена, метанола и других химических продуктов, в нефтеперерабатывающей промышленности.

Для процессов производства азотной кислоты на заводе "Дальэнергомаш" по чертежам НЗЛ выпущены ГТУ двух типов: ГТТ-3 и ГТТ-12. Установки типа ГТТ-3 смонтированы в технологических комплексах по производству слабой азотной кислоты с годовой производительностью 120 тыс. т каждый [1]. Установка типа ГТТ-12 предназначена для осуществления технологического процесса производства слабой азотной кислоты в технологической схеме иного типа с годовой производительностью азотной кислоты 400 тыс. т. В будущем она должна стать основным агрегатом в этом производстве.

Современные доменные печи имеют выход доменного газа, равный 300–400 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, и работают с избыточным давлением газа 0,155–0,255 МПа. Наиболее эффективно это давление можно использовать в так называемых газовых утилизационных бескомпрессорных турбинах (ГУБТ). Первая отечественная установка этого типа ГУБТ-6 была изготовлена на НЗЛ и установлена на одной из доменных печей Магнитогорского металлургического комбината. Опыт ее эксплуатации в целом оказался положительным; с его учетом ТМЗ спроектировал, изготовил и наладил серийный выпуск утилизационных установок типа ГУБТ. До 1980 г. такие установки выпускались только в нашей стране. Газовые турбины, работающие на доменном газе, установлены на нескольких металлургических заводах за рубежом (в Японии, Италии и Индии).

В нефтехимической промышленности имеются большие возможности для повышения КПД полного преобразования энергии при применении ГТУ: до 75 % на нефтеперерабатывающих заводах по сравнению с 55 % при применении ПТУ и до 80 % на газоперерабатывающих заводах. Расход топлива на нужды технологических процессов при применении ГТУ может быть снижен на 6–8,5 % [58]. На нефтеперерабатывающих заводах компрессор подает сжатый воздух для выжиги кокса, образующегося при прохождении нефтяных паров через реактор, а продукты сгорания, получающиеся в результате этого процесса, утилизируются газовой турбиной, которая приводит компрессор.

Имеются и другие эффективные способы применения ГТУ на газоперерабатывающих предприятиях. До настоящего времени, однако, применение ГТУ в этих областях отечественной промышленности не нашло распространения. В то же время за рубежом только фирмой "Дженерал электрик" к началу 1980 г. было изготовлено и пущено в эксплуатацию свыше 500 подобных ГТУ единичной мощностью до 30–35 МВт [1].

Технологические ГТУ могут найти применение в сочетании с ПТУ на промышленных предприятиях, нуждающихся в одновременной выработке теплоты и энергии различных видов. За рубежом такие установки нашли широкое применение. Так, фирма "Солар" поставляет ГТУ для промышленных предприятий, потребляющих энергию и теплоту, уже свыше 20 лет. Более 280 ГТУ этой фирмы мощностью от 800 до 7400 кВт имеют общую наработку свыше 8 млн. ч. Некоторые установки наработали до 100 тыс. ч. Та же фирма поставляет ПГУ мощностью 14 МВт, использующую в качестве топлива продукты переработки бытовых отходов жилых районов крупных городов.

2.4. Судовые ГТУ

Судовой газотурбинный двигатель с передачей мощности на движитель и соединенными с его валами или расположенными на общей с ним раме вспомогательными механизмами и устройствами принято называть газотурбинным агрегатом (ГТА). ГТА с обслуживающими его системами составляет ГТУ.

Анализ примеров из судовой практики последних лет показывает, что ГТУ в качестве главных судовых энергоустановок по основным экономическим показателям могут успешно конкурировать с дизелями и ПТУ, а по удельной массе, стоимости, ремонтпригодности, приспособленности к автоматизации превосходят их. Поэтому применение ГТУ на судах морского флота экономически обосновано уже при удельном расходе топлива 218–232 г/(кВт · ч) и ресурсе установки 20–25 тыс. ч [4]. Часто ГТУ рассматриваются как наиболее целесообразные; это справедливо, в частности, для судов с горизонтальной грузообработкой (ролкеров), газозовов, судов с динамическими способами поддержания — судов на подводных крыльях (СПК) и на воздушной подушке (СВП). Все более широкое применение ГТД находят на кораблях военно-морских флотов

Таблица 2.8. Основные характеристики главного газотурбинного агрегата М-25

Параметр	На максимальном режиме (без отбора пара на турбогенераторы)	На номинальном режиме (с отбором пара на турбогенераторы и судовые нужды)
Мощность переднего хода, кВт	18 390	17 280
В том числе, кВт:		
ГТД	14 120	14 120
ПТ	4270	3160
Удельный расход топлива на ГГТА не более, г/(кВт · ч)	238	256
Частота вращения выходного вала редуктора, мин	130	128
Максимальная мощность заднего хода, кВт	—	5740

многих стран. В целом около 10 % выпускаемых в мире ГТУ используется на судах и кораблях.

В СССР начало применения ГТУ на транспортных судах связано с вводом в эксплуатацию первого отечественного газотурбохода — сухогрузного судна "Парижская Коммуна", которое успешно прошло опытную эксплуатацию в Черноморском пароходстве. Энергоустановка этого судна — всережимная ГТУ-20, построенная ленинградским Кировским заводом, состояла из двух двигателей типа ГТУ-10 мощностью по 4780 кВт. Большим успехом отечественного судостроения явилась постройка головного из судов типа "Атлантика" — ролкера "Капитан Смирнов", которое вступило в эксплуатацию в 1978 г. Впервые судостроители страны создали быстроходное судно такого типа водоизмещением 36 000 т, оборудованное ГПУ мощностью 36 780 кВт, обеспечивающей скорость 25 узлов. Построены другие суда этого типа: "Капитан Мезенцев", "Инженер Ермошкин".

ГПУ каждого из судов типа "Атлантика" состоит из двух главных (обеспечивающих ход судна) газотурбинных агрегатов (ГГТА) типа М-25, работающих на свой гребной винт. Каждый из ГГТА в свою очередь состоит из ГТД ДИ59, утилизационного котла и паротурбинного контура. Основные характеристики агрегата М-25 при стандартных условиях эксплуатации приведены в табл. 2.8 [24]. ГГТА работают на дизельном или газотурбинном топливе.

Зарубежное судостроение при разработке ГТД для высокоскоростных транспортных судов ориентируется на иные, чем в СССР, направления: на применение ГТУ промышленного типа или ГТД авиационного типа. Установки обоих типов подвергаются преобразованию (конвертации) для работы в морских условиях.

Примерами ГТУ промышленного типа являются MS3000, MS5000 (параметры последней мало отличаются от параметров ГТУ MS5001P, приведенных в табл. 2.5) и некоторые другие установки фирмы "Джене-

Таблица 2.9. Основные характеристики двигателей LM2500, LM500 и "Спей"

Параметр	LM2500		LM500	Спей"
	Модель 20	Модель 30		
Мощность, МВт	16,8/13,1	22,4/20,5	4,41/3,67	12,6/10,85
Расход воздуха, кг/с	63/57	67/65	-/15,5	-/55
Расход топлива, г/(кВт · ч)	232/244	229/230	-/281	244/247
Частота вращения силового вала, мин ⁻¹	3000/3000	3600/3600	7000/7000	5220/5220
Масса, кг	4670	4670	590	9080
Размеры, мм:				
длина	6538	6530	2130	6100
ширина	4475 (максимальная)		915	2280
высота	—	—	—	2780

Примечание. В числителе — параметры на максимальном, в знаменателе — номинальном режимах.

рал электрик". Они выпускаются серийно как многоцелевые установки что облегчает условия их применения и внедрения.

На ролкерах типа "Адмирал У. Каллаген", совершавших с конца 1969 г. перевозки между восточным побережьем США и Западной Европой, был установлен ГТД типа LM2500 фирм "Дженерал электрик" и "Фиат авиационе" (Италия) [59]. Базовым для него послужил двухконтурный турбореактивный двигатель (ТРДД) типа TF39/CF6 фирмы "Дженерал электрик". Двигатель применяется не только как судовой, но и как промышленный; основные его параметры, а также параметры других двигателей этого типа приведены в табл. 2.9.

Наработка одного из ГТД LM2500, установленного на судне "Адмирал У. Каллаген", составила 9200 ч, а коэффициент готовности 99,5 %. К настоящему времени выпущено и заказано более 560 двигателей типа LM для различных областей применения [59]. К концу 1981 г. общая наработка судовых и промышленных ГТД типа LM2500 составила 1,3 млн. ч.

Те же две фирмы на базе авиационного турбовинтового двигателя (ТВД) TF-34 (более 1900 таких двигателей имеют наработку около 1,7 млн. ч) выпустили судовой ГТД типа LM500 (табл. 2.9).

При применении двигателей FT4A-12, полученных путем преобразования авиационного двигателя фирмы "Пратт-Уитни", на скоростных контейнеровозах типа "Евролайнер" удалось увеличить грузоподъемность на 8–10 % по сравнению с грузоподъемностью судов с дизельными энергоустановками за счет снижения массы установки.

Фирма "Роллс-Ройс" для транспортных судов типа газозовов (метанозовов) и ледоколов предлагает построенный в 1983 г. двигатель типа RB.211-24C, преобразованный из авиационного прототипа, номинальной мощностью 24,4 и максимальной мощностью 27 МВт. Двигатели имеют малый удельный расход топлива: всего 209 г/(кВт · ч) на номинальной и 206 г/(кВт · ч) на максимальной мощностях.

Однако с 1980 г. новые транспортные суда с ГТД за рубежом не строились. Основной причиной этого являлся рост цен на топливо и необходимость уменьшения эксплуатационной скорости судов с целью его экономии. Отметим, что спад, проявившийся в этот период, характерен для всего зарубежного судостроения, объем которого в 1981 г. составил лишь 40 % уровня 1974 г. Такое положение зарубежные фирмы рассматривают как временную неблагоприятную конъюнктуру и продолжают работы, направленные на повышение конкурентоспособности установок с ГТУ по сравнению с энергоустановками других типов.

Преобразованные из авиационных судовые ГТД с середины 1940-х годов по настоящее время применяются на кораблях военно-морских флотов некоторых стран. За этот период заметно улучшились все характеристики двигателей; в частности, удельный расход топлива был снижен в среднем с 610 до 240 г/(кВт · ч). Это способствовало широкому внедрению ГТД: многие вновь строящиеся и перспективные корабли ВМФ зарубежных стран выполняются с ГТУ. Трудности, которые привели к сокращению числа транспортных судов с ГТД, кораблей ВМФ не коснулись.

Основным поставщиком корабельных ГТД в Великобритании является авиационная фирма "Роллс-Ройс". Ею выпущены двигатели типов "Протей", "Олимп" и "Тайн", общая наработка которых в морских условиях составляет примерно 1,5 млн. ч. С 1982 г. фирма начала серийный выпуск нового корабельного ГТД "Спей" (табл. 2.9), разработанного на базе авиационного ТРДД TF41. Заказаны 57 таких ГТУ. Промышленный вариант ГТД "Спей" начал эксплуатироваться в составе газоперекачивающих агрегатов на газопроводах еще в 1976 г. и к 1982 г. имел суммарную наработку около 50 тыс. ч. Двигатель "Спей" выпускается в двух модификациях — SM1A и SM1B. Двигатель SM1A предназначен для водоизмещающих судов, его облегченный вариант SM1B — для СПК и СВП.

По два двигателя "Олимп" типа TM3B мощностью 20,6 МВт каждый и по два двигателя "Тайн" типа RM1C (3,93 МВт) устанавливаются на противолодочных, противолодочных и противокорабельных фрегатах типа 22 водоизмещением 4000 т и эсминцах типа 43 водоизмещением 4216 т для ВМС Великобритании и на ракетноносцах типа DD122 для ВМС Японии. Первый из девяти кораблей был введен в строй в марте 1982 г. ГТД "Олимп" применяется также в составе комбинированных дизель-газотурбинных установок на малых сторожевых кораблях. Так, в марте 1981 г. вошел в строй ВМС Японии первый из серии таких кораблей типа DE226 с ГТД "Олимп" в качестве форсажного двигателя; в качестве маршевого на корабле используется дизель мощностью 3500 кВт. В 1980 г. был введен в состав ВМФ Великобритании второй из трех легких авианосцев типа "Инвинсибл" водоизмещением 19 500 т с ГТД "Олимп". Общая мощность силовой установки этого корабля составила 82 МВт, скорость хода 28 узлов.

В 1970 г. командование ВМФ США приняло решение о постройке эсминцев класса DD963 водоизмещением 7800 т с четырьмя ГТД LM2500 на каждом. Это было началом применения ГТД на значительной части кораблей США. Затем были введены в строй патрульные фрегаты класса

FFG-7 водоизмещением 3400 т с ГТД типа LM2500 (по два на каждом корабле), а также построены корабли других классов, включая СВП. В 1982 г. флот США пополнился новейшим боевым кораблем — ракетно-носным эскадренным миноносцем типа DDG-993. Его главная энергоустановка также состоит из четырех ГТД LM2500 мощностью по 16 МВт каждый. После 1980 г. предполагалось выпустить еще 21 корабль этого типа. Продолжается также ввод в строй 48 фрегатов класса FFG-7. Максимальная скорость хода этих фрегатов сравнительно невелика — 30 узлов. Это один из недостатков корабля.

Приведенные данные достаточно ясно показывают большой масштаб применения ГТД на судах и кораблях.

Сложной совокупности требований, предъявляемых к энергоустановкам быстроходных СПК и СВП, наилучшим образом отвечают ГТД.

Первый опыт создания СПК с ГТД в СССР относится к 1964 г., когда было построено судно "Буревестник", оснащенное двумя авиационными ТВД АИ-20А, работавшими на водометный движитель. При мощности ГТД 3670–3970 кВт судно развивало скорость до 90–95 км/ч [11]. После этого было создано семейство СПК различной грузоподъемности с судовыми ГТД легкого типа. В частности, эксплуатируется морской газотурбоход на подводных крыльях "Тайфун".

В США первое СПК с ГТУ было построено в 1958 г. В нем использовался ГТД типа T-53 фирмы "Лайкоминг". В 1962 г. начались испытания в натурных условиях силовой установки СПК "Денисон" водоизмещением 80 т, включающей ГТД LM1500 (этот двигатель номинальной мощностью 10 МВт разработан на базе турбореактивного двигателя (ТРД) J-79). При мощности 9550 кВт скорость движения СПК при высоте волн 0,9–1,6 м составляла 110–115 км/ч.

Проектировались и строились СПК водоизмещением до 1000 т с ГТД. Известны проекты СПК водоизмещением до 3000 т и скоростью до 370 км/ч, проекты пассажирских СПК с числом посадочных мест до 800.

На современных зарубежных СПК находят применение авиационные двигатели, преобразованные для установки на морских судах.

Суда на воздушной подушке обеспечивают значительно более высокие скорости, чем СПК. Мощность энергоустановок СВП расходуется, во-первых, на создание и поддержание воздушной подушки и, во-вторых, на обеспечение движения судна. Мощность, расходуемая на создание подъемной силы, обычно составляет 50–80 % общей мощности энергоустановки [11].

Уже не одно десятилетие посредством СВП осуществляются автомобильно-пассажирские перевозки через пролив Ла-Манш. Для перевозок использовались СВП с ГТД, преобразованными из авиационных. Например, на СВП типа SR-N4 применена энергоустановка из четырех главных ГТД типа "Протей". Это судно предназначено для перевозки либо 600 пассажиров, либо 230 пассажиров и 27–32 автомобилей.

В СССР создавались и создаются СВП с ГТД различных типов. Примером служит СВП "Сормович" на 50 пассажиров, энергоустановка которого состоит из одного ГТД АИ-24 авиационного типа, обеспечивающего скорость до 100 км/ч.

Еще в 1960-х годах в США рассматривалась возможность не только постройки десантных СВП с ГТД (которые затем начали широко выпускаться), но и крупных СВП типа плавучих баз атомных подводных лодок, вертолетных площадок, самолетных аэродромов и т.п. Рассматривались проекты трансокеанских СВП длиной около 130, шириной свыше 40 м и массой до 4000 т. Для обеспечения скорости такого СВП около 150 км/ч требуется мощность свыше 100 МВт [11]. Количество СВП подобного назначения возрастает очень быстро, растет и их энерговооруженность.

В США, Великобритании и других странах в последние 10–15 лет ведутся большие работы, направленные на создание крупных СВП. Предполагается, что они смогут заменить водоизмещающие корабли всех классов, в том числе авианосцы, ракетносцы, вертолетносцы. Имеются проекты создания морских и океанских СВП массой 10 000–15 000 т. Такие СВП могут применяться в качестве носителей самолетов с укороченным пробегом при взлете и посадке, быстроходных войсковых транспортов, танкеров и десантных вертолетоносцев. Для СВП массой 10 000–15 000 т в качестве варианта рассмотрена установка из четырех ГТД LM5000 мощностью по 33–37 МВт каждая.

Судовые ГТД, преобразованные из авиационных, не всегда имеют удовлетворительную экономичность на режимах частичной мощности. Для повышения экономичности таких ГТД на режимах частичной мощности применяют два основных пути: использование энергоустановок, состоящих из нескольких ГТД различной мощности, которые работают большую часть времени на расчетных или близких к ним режимах, а потому имеют высокую топливную экономичность; применение комбинированных ГПУ с теплоутилизационным контуром (ТУК) по схеме, изображенной на рис. 1.8, а.

Примером энергоустановок первого типа могут служить установки фрегатов (тип 22) и эсминцев (тип 42) ВМФ Великобритании. Так, энергоустановки эсминцев типа 42 состоят из двух маршевых ГТД "Тайн" RM1C или RM1A и двух форсажных ГТД "Олимп" TM3B.

Комбинированную ГПУ с ТУК разрабатывает фирма "Солар". Установками такого типа намечается оборудовать запланированные к постройке эсминцы типа DDG51 для ВМФ США.

На кораблях применяются комбинированные дизель-газотурбинные установки, имеющие высокую экономичность. Дизель-газотурбинную установку с электрической передачей мощностью 75 МВт предполагается применить на мощном зарубежном ледоколе класса "Поляр 8". Ледокол, принадлежащий Канаде, предполагается сдать в эксплуатацию в 1988 г. Двигатели должны включать два газотурбогенератора мощностью 20 МВт каждый, четыре дизель-генератора мощностью по 10 МВт и вспомогательный ГТГ мощностью 3,5 МВт.

Для судов и кораблей, энергоустановки которых должны иметь мощности свыше 100 МВт, возможно в перспективе применение ГТУ с ядерными реакторами. Пока имеются лишь проектные проработки [27], результаты которых показывают экономическую целесообразность применения таких ГТУ и на судах, и на кораблях, и даже на СВП.

Энергоустановки судов и кораблей помимо главных двигателей включают двигатели для привода различных машин и механизмов. В СССР был создан унифицированный ряд из трех ГТГ мощностью 600, 1250 и 1500 кВт [30]. Эти ГТГ зарекомендовали себя в эксплуатации как надежные безотказные агрегаты.

В последние годы в связи с повышением интереса к изучению глубин океана с целью последующего освоения его органических и минеральных богатств возросла интенсивность исследований, направленных на разработку энергоустановок для надводных и подводных устройств и аппаратов. Компактные и легкие ГТУ могут найти широкое применение для этих объектов. За рубежом энергетические и приводные ГТУ, преобразованные для морских условий, широко применяются на морских буровых платформах, предназначенных для добычи нефти и газа.

Особенно большое число ГТУ работает на платформах в Северном море, где ведется интенсивная разработка нефтяных и газовых месторождений. Даже по данным на конец 1975 г. на платформах в Северном море работало 256 ГТУ общей мощностью 1,6 млн. кВт. По данным на начало 1983 г., фирма "Дженерал электрик" поставила свыше 100 ГТУ, в том числе ГТУ типа LM2500, для работы на морских буровых платформах.

Одной из самых крупных платформ для добычи нефти является платформа "Статфьорд А", предназначенная для добычи 47,7 тыс. м³ нефти и около 10⁷ м³ газа в день, вступившая в строй в начале 1980-х годов. Энергоустановка платформы общей мощностью 120 МВт включает три ГТУ мощностью 20 МВт фирмы "Кертисс-Райт" (США).

Для небольших платформ в Северном море применяется регенеративный вариант промышленного ГТД КГ2 фирмы "Конгсберг" (Норвегия). Электрическая мощность этого ГТД составляет всего 1380 кВт и термический КПД 26 %, но около 38 % теплоты отработавших газов используется в котле-утилизаторе за регенератором, что приводит к полезному использованию почти 60 % теплоты топлива.

Следует отметить, что большинство ГТУ на платформах могут работать как на природном газе, так и на сырой нефти.

При освоении океана в ряде случаев транспортировка добытой нефти или газа по трубопроводу оказывается менее эффективной, чем выработка электроэнергии на плавучей электростанции в месте добычи и передача ее на берег.

Фирма "Крафтверкунион" (ФРГ) в январе 1979 г. получила заказ и разработала проект электростанции EPOS (рис. 2.4) мощностью около 370 МВт, которая должна быть установлена на расстоянии 100–400 км от берега ФРГ в Северном море на платформе площадью 74 × 74 м² в непосредственной близости от места добычи природного газа. Энергоустановка должна состоять из двух ГТУ мощностью 126 МВт каждая и одной ПТУ мощностью 123 МВт.

При значительной мощности электростанции (1000–3000 МВт) считается оправданным строительство плавучих станций, работающих на ядерном топливе и на угле, добываемых в подводных шахтах.

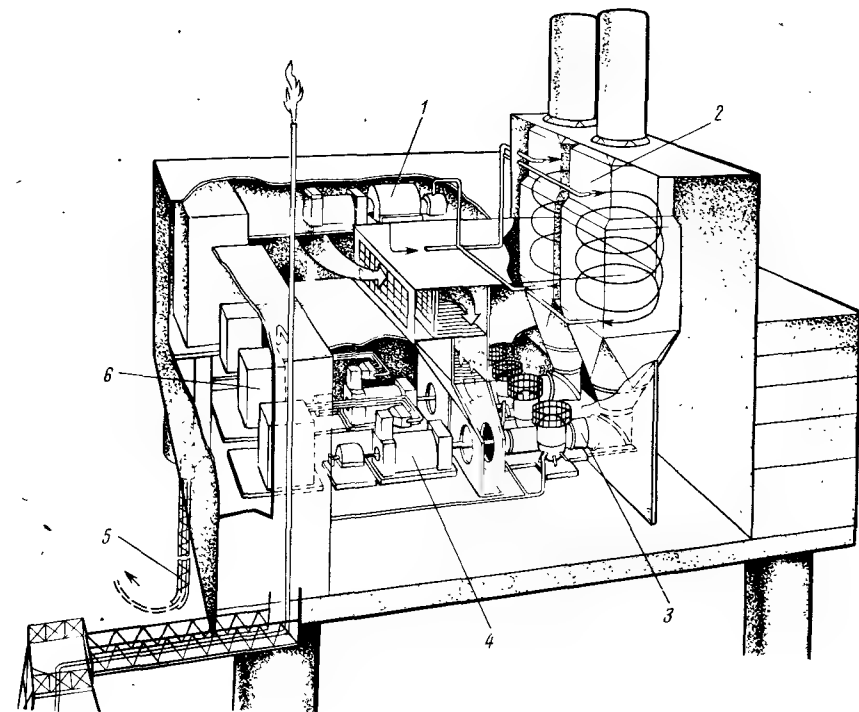


Рис. 2.4. Общий вид электростанции EPOS на платформе в Северном море:

1 – паровая турбина; 2 – котел-утилизатор; 3 – ГТУ; 4 – электрогенератор; 5 – электрический подводный кабель; 6 – электровыпрямители

Освоение океана идет также с помощью подводных подвижных аппаратов (ППА). В настоящее время на ППА в качестве энергоустановок, обеспечивающих ход аппаратов, в основном применяются свинцово-кислотные аккумуляторы, ток от которых используется в гребных электродвигателях. Однако такие аккумуляторы имеют неудовлетворительные массогабаритные показатели.

Расчеты показали, что в настоящее время принципиально возможно создание простых и надежных энергоустановок на базе ПГУ, использующих керосин (или другое жидкое горючее) и перекись водорода в качестве окислителя. ПГУ имеют значительно меньшую удельную массу, чем установки с перспективными аккумуляторными батареями, при той же автономности.

Энергоустановки ППА большой мощности, предназначенные для длительного срока службы, могут быть спроектированы с радиоизотопными источниками энергии и с газовым или жидкометаллическим охлаждением реактора. Такие установки подобны тем, которые проектируются для космических объектов (см., например [27]).

2.5. Локомотивные ГТУ

В отличие от стационарных и судовых ГТУ на локомотивах нашли значительно меньшее применение.

ГТД для локомотива был первым неавиационным двигателем с газовой турбиной; еще в 1941 г. в Швейцарии был построен первый газотурбовоз с ГТУ мощностью 1620 кВт и КПД 14 % на номинальном режиме (в эксплуатации КПД не превышал 9,5 %).

Достижения отечественного газотурбовозостроения связаны главным образом с работой Коломенского тепловозостроительного завода, который в 1959 г. в содружестве с МВТУ и предприятиями авиационной промышленности построил первый в СССР газотурбовоз Г1-01. В процессе освоения конструкции и доводки заводом было построено семь двигателей со следующими основными характеристиками: мощностью 2570 кВт; температурой газа перед турбиной 1000 К; степенью повышения давления в компрессоре 5,8; расходом воздуха на расчетном режиме 23,4 кг/с; частотой вращения ротора 8500 мин⁻¹; расчетным КПД при температуре наружного воздуха 288 К — 20,8%. В результате доводочных работ были достигнуты почти все расчетные параметры, лишь КПД оказался ниже расчетного: 17,5—18 вместо 20,8 %, что объясняется значительно более низким, чем расчетный, КПД компрессора: 78—80 вместо 85 % по расчету. За время эксплуатации три газотурбовоза имели суммарный пробег с составами свыше 850 тыс. км и показали высокую надежность.

Наиболее широкое применение газотурбовозы находили в США, где за 1948—1961 гг. было построено 55 локомотивов, двигатели для которых были поставлены фирмой "Дженерал электрик". Первая партия из 25 и односекционных локомотивов с ГТД мощностью 3580 кВт и эксплуатационным КПД около 14 % начала эксплуатироваться в 1952 г. на тяжелых участках двух магистралей с изменением температуры от +38 до -35 °С. Стоимость газотурбовозов оказалась близкой к стоимости тепловозов; 25 газотурбовозов этого типа в ценах того времени стоили 14 млн. долл. К концу 1955 г. общая наработка ГТД этих локомотивов составила 1,5 млн. ч. Удачные итоги эксплуатации привели к выпуску новой партии локомотивов в количестве 30 единиц в двухсекционном исполнении с ГТД мощностью 6250 кВт. В конце 1965 г. эти газотурбовозы имели общий пробег с грузовыми составами 3218000 км, среднее время наработки двигателями составило 4091 ч. Газотурбовозы предназначались для значительного повышения скорости перевозок грузов на магистрали "Юнион Пасифик": благодаря применению газотурбовозов средняя скорость движения в 1961 г. повысилась с 29,7 до 45,6 км/ч. В целом эксплуатационные расходы у газотурбовозов оказались на 20% ниже, чем у тепловозов. Большинство двигателей наработало свыше 100 тыс. ч.

Первые отечественные и зарубежные газотурбовозы выпускались в период, когда ГТД делали первые самостоятельные шаги в стационарной энергетике и наземном транспорте, а большие мощности для газотурбовозов не требовались. Трудно было ожидать от ГТД высокой топливной экономичности — определяющего эксплуатационного фактора —

при сопоставлении ГТД с дизелями аналогичной мощности. В этом главная причина того, что газотурбовозостроение не вышло еще за рамки экспериментальных конструкций или небольших промышленных партий [5]. Успехи в совершенствовании ГТД всех типов за прошедший 30-летний период, с одной стороны, все более высокие потребные единичные мощности двигателей — с другой, привели к тому, что вновь возрос интерес к проблеме использования ГТД на локомотивах. При необходимости на локомотивы могут быть установлены ГТД мощностью 9—12 и даже 14 МВт.

В некоторых странах (СССР, Франции, Великобритании, США, Канаде, ФРГ, Японии) велись работы по внедрению скоростных пассажирских поездов (турбопоездов), характерной особенностью которых является применение на них в качестве силовых установок серийных ГТД авиационного (вертолетного) типа. Целесообразность применения турбопоездов определяется главным образом тем, что повышение скоростей движения в этом случае осуществляется с наименьшими капитальными затратами, т.е. при существующем верхнем строении пути, поскольку подвижной состав получается легким, с небольшими нагрузками на ось локомотива.

В СССР первый экспериментальный вагон был построен силами ЦНИИ МПС в 1962 г. [5]. Он по существу представлял собой исследовательский стенд, на котором отрабатывались системы передачи мощности не только турбопоездов, но и газотурбовозов.

Наибольшее внимание турбопоездам уделялось во Франции. Первый турбопоезд типа ETG с авиационным двигателем типа "Турмо III F" номинальной длительной мощностью 710 кВт фирмы "Турбомека" прошел успешные испытания в 1967 г. Пассажирское движение на линии Париж—Канн—Шербур наряду с дизель-поездами обслуживалось 14 турбопоездами типа ETG. В результате их успешной эксплуатации были заказаны 26 пятивагонных турбопоездов типа RTG с максимальной скоростью 240 км/ч.

С апреля 1972 г. на французских железных дорогах началась опытная эксплуатация наиболее скоростных турбопоездов—пятивагонных поездов типа TGV. Поезд включает два моторных вагона, в каждом из которых размещены два ГТД типа "Турмо III G" и агрегаты электрической передачи переменного-постоянного тока (генератор трехфазного тока—выпрямитель—шесть электродвигателей постоянного тока). Двигатель "Турмо III G" является форсированным вариантом двигателя "Турмо III F": мощность его составляет 790 кВт. За первые 6 мес. турбопоезд TGV имел пробег 65 000 км. В октябре 1972 г. была достигнута максимальная скорость — 318 км/ч.

Общее время работы всех ГТД турбопоездов во Франции уже к началу 1974 г. составляло 130 тыс. ч.

В связи с ростом цен на топливо и ограничениями на его применение, начавшимися в 1973 г., серийный выпуск поездов с ГТД был приостановлен. Результаты эксплуатации турбопоездов во Франции показывают, что прекращение широкого применения турбопоездов вызвано скорее временными, конъюнктурными причинами, чем какими-либо принци-

пильными недостатками локомотивных ГТД, как указано, например, в [7].

Технико-экономическая эффективность применения турбопоездов на отечественных железных дорогах обоснована исследованиями ЦНИИ МПС [5]; показана целесообразность применения турбопоездов на некоторых железнодорожных магистралях.

Развитие железнодорожного транспорта идет в направлении постоянного повышения скоростей пассажирского сообщения, и при скоростях около 250–300 км/ч газотурбинная тяга может оказаться незаменимой. Еще более целесообразным окажется применение ГТД при больших скоростях движения, когда, как показали исследования, проведенные в Японии, наступает почти полная потеря сцепления колеса с рельсом. В этом случае необходимость в колесе отпадает и вагон поддерживается над путем либо с помощью воздушной подушки (как суда на воздушной подушке), либо с помощью магнитного способа поддержания.

Некоторый опыт создания вагонов на воздушной подушке (ВВП) уже имеется: в 1969 г. во Франции был построен моторный вагон "Орлеан 250-80" на 80 пассажиров со скоростью движения до 300 км/ч. Аналогичные работы проводились в США и Великобритании.

Питание от контактной сети поезда на магнитной подушке при скорости движения 500–600 км/ч считается весьма затруднительным, поэтому не исключено, что такой поезд должен быть автономным. С учетом безусловных требований компактности, легкости, маневренности к силовым установкам поездов на магнитной подушке можно считать, что наиболее перспективным видом теплового двигателя в этом случае будет ГТД, приводящий высокочастотный генератор переменного тока, который в свою очередь питает линейный двигатель и системы подвешивания.

2.6. ГТД колесных и гусеничных машин

Поскольку среди всех ГТД колесных и гусеничных машин основную долю составляют автомобильные двигатели, будем называть их в дальнейшем сокращенно АГТД.

Для некоторых областей применения АГТД рассматривались и рассматриваются как серьезная альтернатива автомобильным поршневым двигателям внутреннего сгорания. Преимуществами АГТД по сравнению с дизелями являются их высокая удельная мощность, хорошие тяговые свойства, простота конструкции, меньшая дымность и токсичность отработавших газов, многотопливность, более высокая надежность при некоторых условиях эксплуатации (например, в условиях низких температур внешней среды). Выполненные лучшие образцы АГТД показывают возможности получения высоких экономичности и приемистости, т.е. тех показателей, по которым АГТД пока уступают дизелям.

В СССР в 1958 г. был поставлен на шасси междугородного автобуса ЗИЛ-127 вместо дизеля мощностью 130 кВт двигатель Турбо-НАМИ-053 мощностью 260 кВт. На этом автобусе были проведены всесторонние хо-

довые испытания первой отечественной автомобильной силовой установки. С 1955 г. началась разработка АГТД на Горьковском автозаводе. Начиная с 1950-х годов в СССР ведутся работы по созданию ГТД транспортных машин различного назначения для эксплуатации в условиях Севера [51].

За рубежом в период с конца 1940-х до конца 1960-х годов разработкой опытных АГТД различного назначения, в основном для грузовых и легковых автомобилей, занимались фирмы "Дженерал моторс", "Крайслер", "Форд" (США), "Бритиш Лейланд" (Великобритания), "Волво" (Швеция).

Серийный выпуск ни одного из двигателей этих фирм налажен не был; в лучшем случае двигатели выпускались опытными партиями не более нескольких десятков штук.

К концу 1960-х — началу 1970-х годов в некоторых зарубежных странах, прежде всего в США и Великобритании, автомобильное газотурбостроение достигло высокого уровня. В отдельные периоды в работах над АГТД участвовали 17–20 фирм. Была выполнена доводка ГТД и их узлов, проведена широкая опытная эксплуатация двигателей на различных транспортных средствах. Например, двигатели "Форд 707" (табл. 2.10) в процессе доводки наработали на стендах свыше 30 000 ч, а время испытаний материалов и отдельных узлов этого двигателя превысило 1,3 млн. ч. Пробег грузовых автомобилей с ГТД "Форд 707" составил к середине 1970-х годов около 400 тыс. км. Некоторые фирмы начали подготовку к серийному выпуску АГТД.

Однако снова серийный выпуск начат не был. Были выпущены лишь небольшие опытные партии ГТД. Топливная экономичность двигателей в эксплуатации оказалась приемлемой, однако уже через 4000 ч начались существенные поломки, связанные в основном с разрушением керамических теплообменных матриц вращающихся теплообменников, которые применялись на всех подготовленных к выпуску АГТД. Определенную роль в отказе от серийного выпуска АГТД сыграли ограничения на потребление жидкого топлива, отмечавшиеся после 1973 г.

В последнее десятилетие исследования, конструирование и постройка АГТД продолжались заметными темпами. Особо важную роль в продолжении и интенсификации работ имели два обстоятельства. Во-первых, постоянный рост единичных мощностей АГТД — до 1000 и даже 1500 кВт для тяжелых автомобилей и машин — открывал возможности создавать АГТД этого класса мощности, конкурентоспособные с дизелями по расходу топлива и превосходящие их по компактности, малой удельной массе и другим показателям. Во-вторых, в этот период значительно ужесточились требования к чистоте отработавших газов; удовлетворение экологических требований становилось одной из основных задач при разработке новых АГТД. Опыт эксплуатации показал, что ГТД легче, чем поршневой двигатель внутреннего сгорания, может удовлетворить жестким требованиям перспективных стандартов на токсичность отработавших газов легковых и других автомобилей.

Из АГТД, разработанных в последнее десятилетие, заслуживает особого внимания двигатель GT-601 международной фирмы "Инда-

Таблица 2.10. Основные технические характеристики современных и перспективных ГТД грузовых и легковых автомобилей

Показатель	Модель и фирма-изготовитель	
	2s/350/RMk2, "Бритиш Лейланд" (Великобритания)	"Форд 707Е", "Форд" (США)
Назначение, начало и состояние разработки	Для тяжелых грузовых автомобилей, 1968 г., прототип для серии	Для тяжелых грузовых автомобилей, 1966 г., прототип для серии
Максимальная эффективная мощность при стандартных условиях ($H = 0$ м; $t = +15^\circ\text{C}$), кВт	294	330
Конструктивные особенности	Двухвальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС	Двухвальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч): при $P_{\text{е макс}}$	—	—
минимальный	243	248
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	4,0	4,0
Температура газа перед турбиной, К	1273	1310
Расход воздуха через двигатель, кг/с	1,7	1,94
Габаритная мощность, кВт/м ³	430	200
Масса, кг	454	771

Показатель	Модель и фирма-изготовитель	
	VW-GT-150, "Фольксваген" (ФРГ)	AGT-100, "Детройт Дизел Эллисон" (США)
Назначение, начало и состояние разработки	Для легковых автомобилей, 1973 г., опытный	Для легковых автомобилей, 1979 г., опытный
Максимальная эффективная мощность при стандартных условиях ($H = 0$ м; $t = +15^\circ\text{C}$), кВт	100	74,5
Конструктивные особенности	Двухвальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС	Двухвальный, с однодисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС, детали из КМ
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч): при $P_{\text{е макс}}$	310	208
минимальный	290*	200
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	4,5	4,5

Перспективные ГТД грузовых и легковых автомобилей

ГТД (страна)		
GT-404, "Детройт Дизел Эллисон" (США)	УТР-12, "Ниссан" (Япония)	"Фиат 6803", "Фиат" (Италия)
Автомобильный, 1968 г., опытный	Для автобусов и тяжелых грузовых автомобилей, 1964 г., опытный	Автомобильный, 1970 г., опытный
270	206	257
Двухвальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС	Двухвальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС	Двухвальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС
—	—	475
274	317	—
4,0	3,9	4,15
1275	1193	1223
1,56	2,0	2,4
276	—	—
815	—	—

ГТД (страна)			
AGT-101, "Гэррит", "Форд" (США)	AGT-102, "Крайслер" (США)	НАМИ (СССР)	НАМИ (СССР)
Для легковых автомобилей, 1979 г., опытный	Для легковых автомобилей, 1979 г., опытный	Для грузовых автомобилей и автобусов, опытный	Для городского автобуса, опытный
74,5	74,5	258	184
Одновальный, с однодисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС, детали из КМ	Одновальный, с вращающимся ТА, с индивидуальной КС	Двухвальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС	Одновальный, с двухдисковым вращающимся ТА, с индивидуальной КС
183	—	—	—
180	213	258*	272**
5,0	4,0	4,0	4,0

Продолжение таблицы 2.10.

Показатель	Модель и фирма-изготовитель	
	VW-GT-150, "Фольксваген" (ФРГ)	AGT-100, "Детройт Дизел" Эллисон" (США)
Температура газа перед турбиной, К	1283	1563
Расход воздуха через двигатель, кг/с	0,84	0,35
Габаритные размеры, мм:		
длина	Объем	560
ширина	0,275 м ³	585 (диам.)
высота	—	—
Габаритная мощность, кВт/м ³	364	495
Масса, кг	210	134
Удельная масса, кг/кВт	2,1	1,8

*Перспективный вариант ГТД. **Расчетное значение.

Примечание. ТА — теплообменный аппарат; КС — камера сгорания; КМ —

стриэл Тербинз Интернэшнл" (ИТИ), в которую вошли фирмы "Гэррит" и "Мак Тракс" (США) и "Волво" (Швеция) (табл. 2.11). Испытания показали, что ГТД этого типа превосходит соответствующий дизель по многим показателям, включая малый расход топлива.

В СССР к концу 1970-х годов была разработана, изготовлена и испытана серия экспериментальных ГТД ГАЗ-99, состоявшая из восьми различных моделей и модификаций. Двигатель ГАЗ-99Д, который завершил эту серию, имел проектные параметры на уровне лучших зарубежных образцов. При испытаниях на стенде была получена мощность 280 кВт при удельном расходе топлива 278 г/(кВт · ч).

К началу 1980-х годов в работах по созданию АГТД определились три основных направления: разработка ГТД сравнительно большой мощности (1100–1700 кВт) для тяжелых транспортных машин, разработка АГТД мощностью 260–550 кВт многоцелевого назначения и разработка АГТД мощностью менее 100 кВт для легковых автомобилей.

Особое внимание среди ГТД для тяжелых гусеничных машин привлекает двигатель АГТ-1500 мощностью 1120 кВт фирмы "Авко Лайкоминг" (табл. 2.11). В октябре 1979 г. началось серийное производство машин с ГТД АГТ-1500; этот двигатель — пока единственный АГТД, серийно выпускаемый за рубежом в настоящее время. До июля 1981 г. было поставлено 125 машин с этим двигателем. В 1984 г. выпускалось до 90 двигателей в месяц. Срок службы двигателей до капитального ремонта должен составлять 1 000 ч. Средняя стоимость двигателя в серийном производстве ожидается на уровне 125 тыс. долл. (в ценах 1980 г.).

В настоящее время ведутся работы по созданию транспортных ГТД второго поколения, не уступающих по экономичности дизелям и пре-

ГТД (страна)		НАМИ (СССР)	НАМИ (СССР)
AGT-101, "Гэррит", "Форд" (США)	AGT-102, "Крайслер" (США)		
1644	1533	1223	1223
0,307	—	2,0	1,5
1514	—	1145	917
546 (диам.)	—	870	600
—	—	750	600
—	—	2,9	3,27
керамические материалы.			

восходящих их по массогабаритным и некоторым эксплуатационным показателям.

На основании опыта разработки двигателя GT-601 и более чем 30-летнего опыта проектирования и серийного производства авиационных двигателей фирма "Гэррит Эрисерч" в 1979 г. приступила к проектированию нового ГТД типа GT-1801 (табл. 2.11). Двигатель GT-1801 и его модификации отличаются от двигателя АГТ-1500 не только мощностью, но и более простой конструкцией, лучшей топливной экономичностью, большей устойчивостью к воздействию пыли, попадающей в двигатель.

Разработки АГТД мощностью 260–550 кВт после 1980 г. выполняли за рубежом только две фирмы США: "Детройт Дизел Эллисон" (ДДА) и "Гэррит" в составе международного консорциума ИТИ. Фирма ДДА продолжала широкие эксплуатационные испытания указанного выше унифицированного ряда АГТД типов GT-404, GT-505 и GT-605.

В начале 1980-х годов продолжались исследования автомобильных ГТД в СССР. В частности, исследовалась совместная работа ГТД НАМИ мощностью 258 кВт (см. табл. 2.10) с редуктором и механической трансмиссией, разработанными и изготовленными институтом АУТОКУР (ВНР). Кроме того, разрабатывался ГТД НАМИ мощностью 184 кВт (см. табл. 2.10) с электропередачей, разработанной институтом ВУЭС (ЧССР). Этот ГТД предназначен для городского автобуса большой вместимости с четырьмя мотор-колесами и не имеет аналогов в мировой практике. На основе проведенных исследований была начата разработка силовых установок с ГТД Ярославского моторного завода мощностью 1000 кВт и высокооборотным генератором ВУЭС.

На ГАЗ продолжалось совершенствование конструкций семейства двигателей ГАЗ-99: на модели двигателя ГАЗ-902.10 впервые для

Таблица 2.11. Основные технические характеристики современных и перспективных ГТД для тяжелых транспортных машин

Показатель	Модель и фирма-изготовитель ГТД (страна)			
	AGT-1500, "Авко Лайкоминг" (США)	GT-601, ИТИ (США, Швеция)	GT-1801 (вариант 1), "Гэррит Эри- серч" (США)	GT-1801 (ва- риант 2), "Гэррит Эри- серч" (США)
Назначение, год на- чала и состояние разработки	Для гусеничной машины, 1979, серийный	Транспортный автомобиль- ный, 1972, опытный	Для гусенич- ной машины, 1979, проект	Для гусенич- ной машины, 1979 г., проект
Максимальная эф- фективная мощ- ность при стан- дартных атмо- сферных условиях ($H = 0$ м, $t = +15^\circ\text{C}$), кВт	1120	560	1080	1340
Конструкционные особенности	Трехвальный со стационар- ным ТА и ин- дивидуальной КС	Двухвальный со стационар- ным ТА и ин- дивидуальной КС	Двухвальный со стационар- ным ТА и ин- дивидуальной КС	Двухвальный со стационар- ным ТА и ин- дивидуальной КС
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч):				
при $P_{\text{е макс}}$	301	—	228*	211*
минимальный	285	238 (214)*	219*	203*
Степень повыше- ния давления воз- духа в компрессоре	14,5	7	12	12
Температура газа перед турбиной, К	1466	1355	1494	1633
Расход воздуха че- рез двигатель, кг/с	4,7	2,27	4,26	3,9
Габаритные раз- меры, мм:				
длина	1600	1492	—	1600**
ширина	1016	1038	—	925**
высота	711	1119	—	1000**
Габаритная мощ- ность, кВт/м ³	967	323	812	1007
Масса, кг	1122	988	1406	1406
Удельная масса, кг/кВт	1,0	1,76	1,302	1,047

* Расчетные значения. ** Значения параметров получены на основе оценочных рас-
четов путем их увязки со значениями заявленных фирмой параметров.

Примечание: ТА — теплообменный аппарат; КС — камера сгорания.

ГТД ГАЗ был установлен регулируемый сопловой аппарат (РСА), выпол-
нена "северная" модификация двигателя ГАЗ-902.10, которая при на-
чальной температуре воздуха 0°C имеет мощность 330 кВт и удельный
расход топлива 220—225 г/(кВт·ч). Исследования позволили заводу сде-
лать вывод о целесообразности уже на сегодняшнем этапе развития и
освоения АГТД их применения на автомобилях и других видах транс-

портной, строительной и добывающей техники, особенно в северных и
восточных районах нашей страны.

В конце 1970-х — начале 1980-х годов отмечалась резкая активизация
работ некоторых американских фирм по созданию двигателей нового
поколения для легковых автомобилей. Программы создания этих дви-
гателей разрабатываются и в настоящее время. Узловым пунктом этих
программ является широкое применение керамических деталей и узлов
горячей части двигателей. К особенностям нового этапа работ относится
также и то, что они ведутся применительно к ГТД малой мощности
(60—75 кВт), хотя еще несколько лет назад считалось экономически
целесообразным применение ГТД лишь на тяжелых машинах, для
которых необходимы большие мощности силовых установок. Разра-
батываемые перспективные двигатели получили обозначение AGT
(Advanced Gas Turbines — перспективные газовые турбины). Основные
требования к ним: многотопливность (возможность работать на бензи-
не, авиационном керосине, нефти из горючих сланцев и метаноле); на
30 % лучшая, чем у современных поршневых двигателей внутреннего
сгорания, топливная экономичность; низкая токсичность отработавших
газов, не превышающая нормы Федерального стандарта США 1985 г.;
низкие уровни шума и вибраций; достаточные надежность и срок служ-
бы; низкие капитальные и эксплуатационные затраты; достаточная прие-
мистость и маневренность.

Конечной целью одной из программ, выполняемой фирмой ДДА, стои-
мость которой составит, по оценкам 1980 г., 65 млн. долл., предпола-
галось создание в 1985 г. ГТД AGT-100 (см. табл. 2.10). Двигатель пред-
назначен для замены четырех- и шестичилиндровых карбюраторных дви-
гателей на массовых легковых автомобилях. Путь расход топлива ав-
томобилем с двигателем AGT-100 должен составлять 5,6 л на 100 км при
работе на дизельном топливе. Предполагается, что стоимость ГТД AGT-100
будет примерно такой же, как и поршневого двигателя внутреннего сго-
рания.

В октябре 1979 г. фирмы "Форд" и "Гэррит" приступили к выполне-
нию другой программы в том же направлении — к совместной разработ-
ке своего варианта АГТД типа AGT-101 (см. табл. 2.10). Стоимость
работ, рассчитанных до конца 1985 г., по данным 1980 г. составляет
56,6 млн. долл. Автомобиль с ГТД AGT-101 должен иметь такую же управ-
ляемость и характеристику, как и автомобиль выпуска 1985 г. с поршне-
вым двигателем. В двигателе AGT-101 более широко, чем в двигателе
AGT-100, применены керамические материалы.

Те же цели, что и при разработке двигателей AGT-100 и AGT-101, осу-
ществляются при создании двигателя AGT-102 (см. табл. 2.10) фирмы
"Крайслер". Однако сведения об этих работах в последнее время от-
сутствуют.

Внедрение керамики вообще характерно для современного этапа раз-
вития АГТД всех классов мощностей. Работы по созданию керамических
узлов и деталей для ГТД интенсивно ведутся на фирмах "Фольксваген",
"Даймлер-Бенц" и MTU (ФРГ), "Юнайтед тербин" (Швеция), "Ниссан"
и "Тойота" (Япония) и др. В результате этих работ предполагается обеспе-

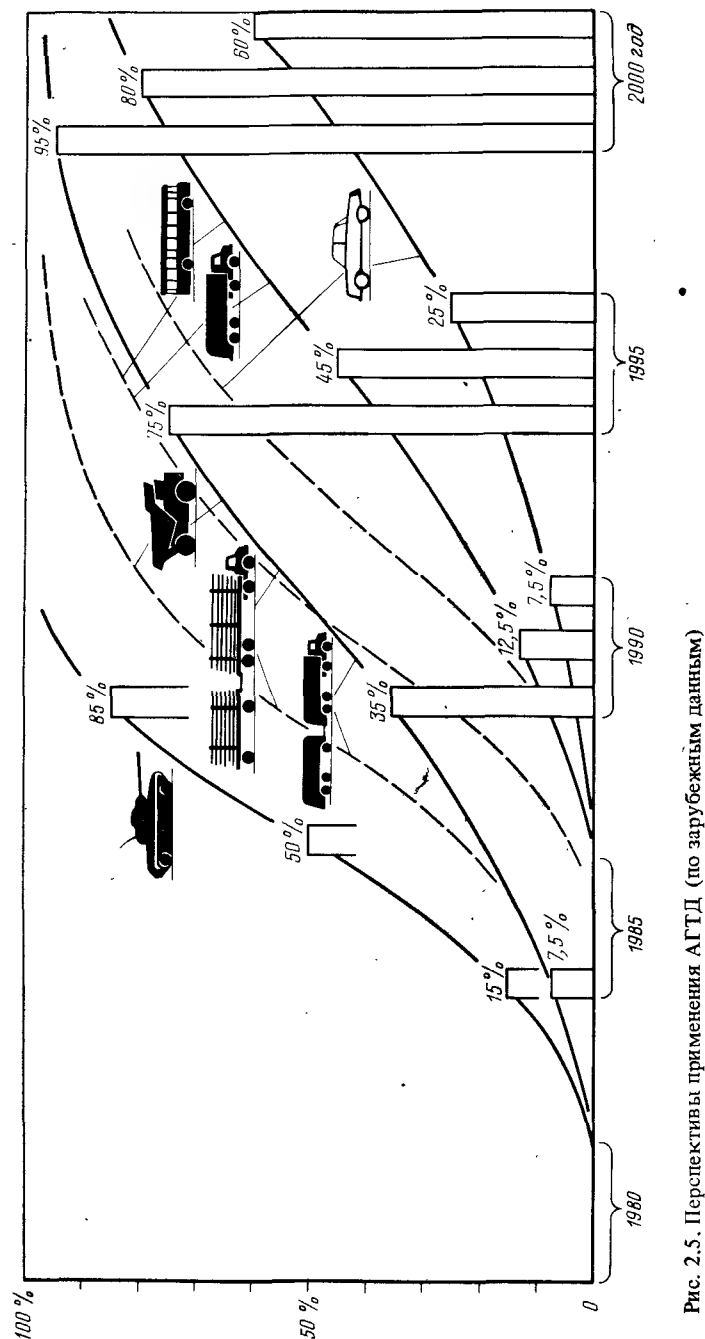


Рис. 2.5. Перспективы применения АГТД (по зарубежным данным)

чить основные показатели ГТД различных типов на таком уровне, который в 1985–1990 годах позволит осуществить их широкое проникновение на рынки тяжелых, а в следующие 5 лет и легковых автомобилей (рис. 2.5, на котором сплошные линии соответствуют развитию АГТД различных типов при современных экономических и экологических требованиях, штриховые линии соответствуют ускоренному развитию АГТД), обусловленному ужесточением требований к экономии топлива и охране окружающей среды).

Работы по созданию керамических деталей турбин и камер сгорания начаты в СССР. После стендовых испытаний предполагается приступить к созданию двигателей с керамическими деталями и узлами.

Глава третья. КОНСТРУКЦИОННЫЕ ОСОБЕННОСТИ СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

3.1. Приводные стационарные ГТУ

Установки, входящие в состав ГПА, по тепловым схемам делятся на два вида. Большая часть ГТУ выполнена без теплообменника (рекуператора); к ним относится большинство отечественных ГТУ этого типа, а также большинство ГТУ, выпускаемых за рубежом (см. табл. 2.1–2.3). Лишь небольшое число ГПА имеет теплообменники — это отечественные установки ГТ-750-6, ГТК-10; зарубежные ГТУ типов M5262A, M5322RB, CW182RMB и некоторые другие.

Как следует из табл. 2.3, большинство ГТУ для ГПА выполняются двухвальными со свободной турбиной низкого давления, приводящей нагнетатель газа. Это, как правило, установки "тяжелого" (промышленного) типа, которые создаются на базе разработанных специализированными заводами конструкций. Исключение составляют следующие ГТУ, выполняемые трехвальными:

- 1) на базе судовых трехвальных двигателей с высокой степенью повышения давления (примером может служить установка типа ГПА-10, см. табл. 2.1);
- 2) промышленного типа, в которых использованы принципы конструирования судовых двигателей и которые также имеют высокие степени повышения давления (например, установки ГТН-25 и ГТН-40, табл. 2.1);
- 3) создаваемые на базе авиационных двигателей, в которых газогенераторами служат преобразованные ТРД или ТРДД (ГПА-Ц-16, "Коберра 6056", "Коберра 6462", ERB-124, LM5000, FT4C-3 и др., см. табл. 2.1, 2.3).

Применение двухвальных ГТУ на газопроводах объясняется особенностью их нагрузки: изменением расхода и степени повышения давления газа в магистрали, которые регулируются изменением частоты вращения нагнетателей природного газа. Трехвальные конструкции появляются при больших степенях повышения давления π_k , которые трудно получить с высоким КПД в одном компрессоре.

Первые отечественные ГТУ для ГПА имели низкую начальную темпера-

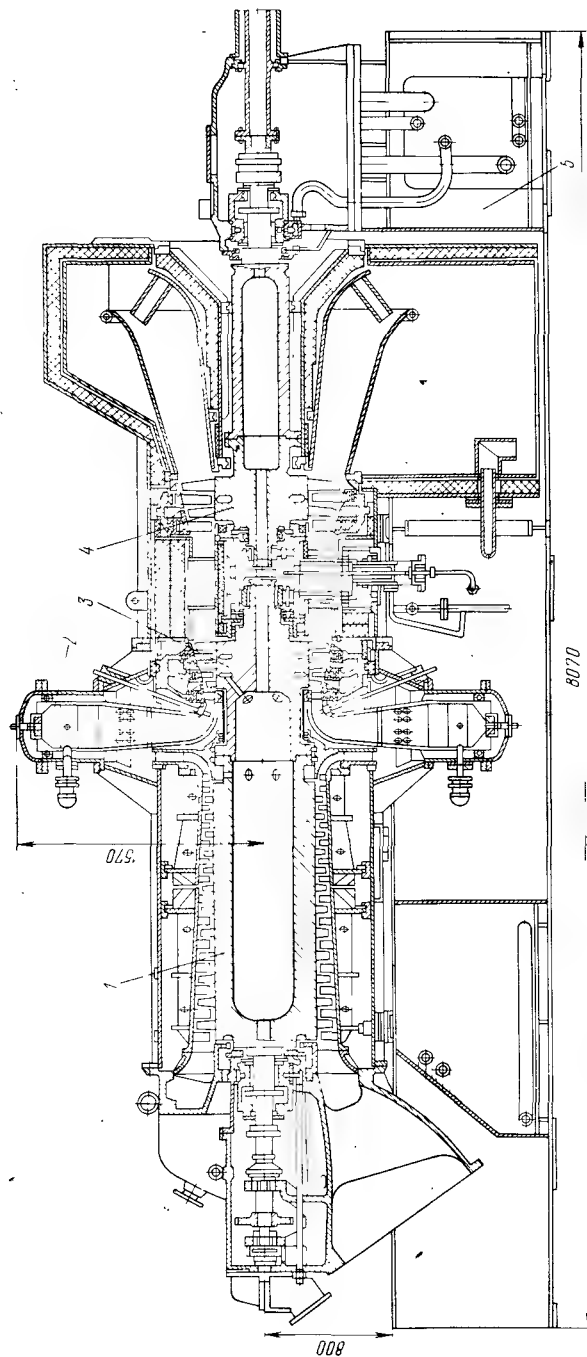


Рис. 3.1. Продольный разрез газотурбинной установки ГТ-6-750 ТМЗ:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина компрессора; 4 — силовая турбина; 5 — рама-маслобак

туру газа (970–1020 К), и для получения приемлемых КПД в них применялась регенерация.

Характерной конструктивно-технологической особенностью первых ГТУ являлось их выполнение по паротурбинному типу: роторы компрессоров и турбин выполнялись цельноковаными барабанными, в них применялись массивные литые корпуса; выносные подшипники устанавливались самостоятельно (отдельно от корпусов) на фундамент. Применение цельнокованных барабанных роторов ограничивало окружные скорости на периферии барабана значениями 150–180 м/с, приводило к необходимости использования многоступенчатых конструкций. Так, в установке ГТ-700-4 при $\pi_k = 5$ компрессор имел 22 ступени. Для сравнения отметим, что современная ГТУ типа ГТН-25 того же завода при $\pi_k = 12,5$ в двух компрессорах (высокого и низкого давления) имеет 14(7 + 7) ступеней, а зарубежные ГТУ, создаваемые на базе двигателя RB.211, при $\pi_k = 19$ имеют в двух компрессорах 13 (7 + 6) ступеней.

В первых ГПА камеры сгорания выполнялись выносными, что увеличивало гидравлические потери в ГТУ из-за нарушения прямооточности, усложняло конструкцию и увеличивало массу установок из-за появления дополнительных улиток и пагубков.

По указанным причинам первые ГПА отличались низкой транспортабельностью, не могли поставляться блоками, что затрудняло их монтаж и увеличивало сроки ввода на КС. Поэтому основная тенденция при разработке ГПА начиная с 1960-х годов состояла в переходе к установкам более простой схемы. В результате из ГТУ для ГПА второго поколения лишь ГТК-10 имеет регенерацию, все остальные установки выполнены без регенерации, но в них значительно (на 100–150 К) повышена T_r и соответственно π_k (см. табл. 2.1).

В области конструирования еще в 1960-х годах наметился отход от традиций паротурбостроения. Так, установка ГТ-6-750 (рис. 3.1) ТМЗ относится уже к агрегатам переходного типа [18]. В ней применена встроенная блочная камера сгорания, состоящая из десяти секций, установленных радиально в общем корпусе. Весь агрегат смонтирован на общей раме-маслобаке; такое совмещение со временем получило широкое признание и использовано в современных установках типа ГТН-25, а также в перспективных ГПА с установками ГТН-40. В этой ГТУ в отличие от установок первого поколения применены встроенные в корпуса подшипники ротора газогенератора и передний подшипник ротора силовой турбины. Корпуса ГТУ, за исключением литого входного патрубка компрессора, выполнены сварными. Вместе с тем в этой конструкции сохранились черты, характерные для ГТУ первого поколения, в частности применены барабанный ротор компрессора и цельнокованные (за одно целое с валом) диски турбин.

При разработке ГТУ для ГПА второго поколения постепенно внедрялись новые принципы, которые нашли наиболее полное отражение в двигателях следующего, третьего поколения. Кроме черт, указанных выше, в агрегатах второго поколения постоянно повышалась степень блочности¹,

¹ Под блочностью конструкции обычно понимают формирование агрегата из крупных блоков (модулей) при основной сборке ГТУ на одной раме; монтаж сводится в основном к соединению модулей.

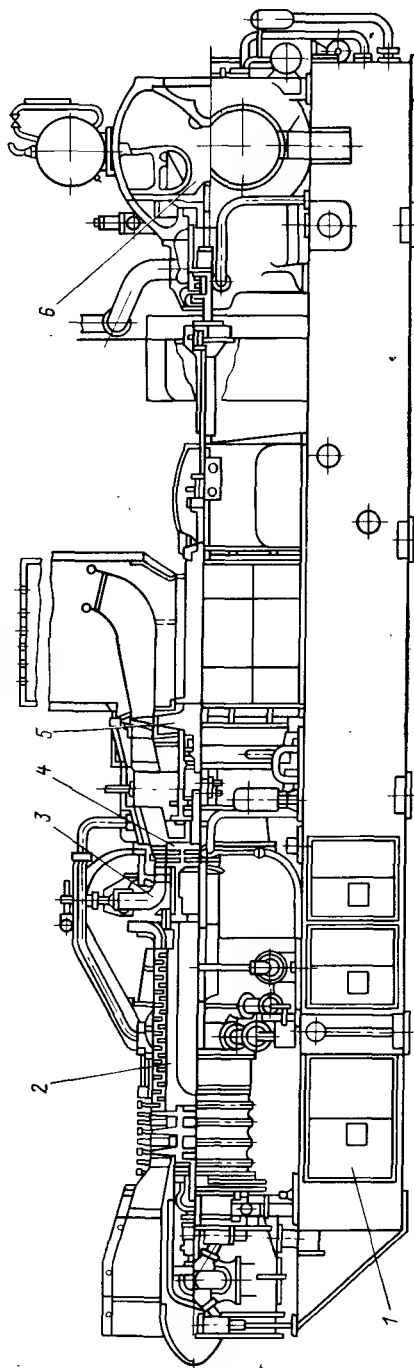


Рис. 3.2. Продольный разрез газотурбинной установки GTN-16 ТМЗ:

1 — рама-маслобак; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — турбина компрессора; 5 — силовая турбина; 6 — нагнетатель природного газа

облегчающая изготовление узлов и монтаж на КС, увеличивались транспортабельность и экономичность ГТУ. Работы ТМЗ показали, что можно создавать мощные блочные ГПА. Первым агрегатом такого типа была блочная бесподвальная¹ установка GTN-6 мощностью 6 МВт, разработанная на базе GT-6-750. В ней на общей как для ГТУ, так и для нагнетателя природного газа раме-маслобаке были смонтированы все узлы регулирования и контрольно-измерительные приборы. Эта конструкция послужила базовой для создания максимально блочных мощных агрегатов GTN-16 (рис. 3.2) и GTN-25 (см. табл. 2.1) ТМЗ, относящихся к третьему поколению.

По сравнению с ранее выпускавшимися машинами установка GTN-16 обеспечивает меньший (на 14 %) расход топлива и меньшую (на 65 %) металлоемкость. Установка поставляется на КС в виде блока максимальной заводской готовности, что позволяет более чем на 50 % снизить объем монтажных работ на станции [42].

Несмотря на существенное повышение начальных параметров газа, установка GTN-16 сохраняет большой расчетный ресурс — 100 тыс. ч. Эта установка выполнена по традиционной для ТМЗ схеме — двухвальной, со свободной силовой турбиной низкого давления, с однокаскадным компрессором. Для обеспечения широкого диапазона изменения рабочих режимов и устойчивой работы при частичных нагрузках и пуске первые четыре ряда направляющих аппаратов выполнены с поворотными лопатками; кроме того, при пуске из третьей и шестой ступеней производится выпуск воздуха через антипомпажные клапаны.

При разработке ГПА третьего поколения НЗЛ применил иные, чем ТМЗ, принципы конструирования ГТУ. Взяв за основу судовые трехвальные ГТУ (типа двигателей ДИ59, применяемых на ролкере "Капитан Смирнов", см. § 2.4), завод создал базовый агрегат GTN-25 (см. табл. 2.1 и рис. 3.3), отвечающий всем современным требованиям в отношении блочности, транспортабельности и условиям бесподвальной компоновки на компрессорных станциях и вместе с тем имеющий большие возможности форсирования по мощности до 40 и даже до 60 МВт путем повышения в будущем начальной температуры газа. Степень повышения давления π_k , равная 12,5, получается благодаря трехвальной конструкции с двухкаскадным компрессором с приводом компрессора низкого давления (КНД) и компрессора высокого давления (КВД) соответственно от турбины низкого давления (ТНД) и турбины высокого давления (ТВД), расположенных соосно по кинематической схеме "вал в валу" (рис. 3.3).

Газотурбинная установка GTN-25 имеет повышенную температуру газа (1163 К), что в сочетании со степенью повышения давления $\pi_k = 12,5$ позволило получить в безрегенеративном цикле такой же КПД (29,4 %), как и в регенеративной установке ГТК-10-4. Этот КПД выше, чем КПД ГТУ промышленного типа фирмы "Дженерал электрик" (в вариантах без регенерации), имеющих $\pi_k = 8$ при $T_{г1} = 1190 \div 1200$ К (см. табл. 2.3).

¹ Бесподвальная установка предполагает монтаж ГТУ на полу машинного зала с выпуском газа вверх (реже в сторону) и всасыванием сбоку (реже сверху).

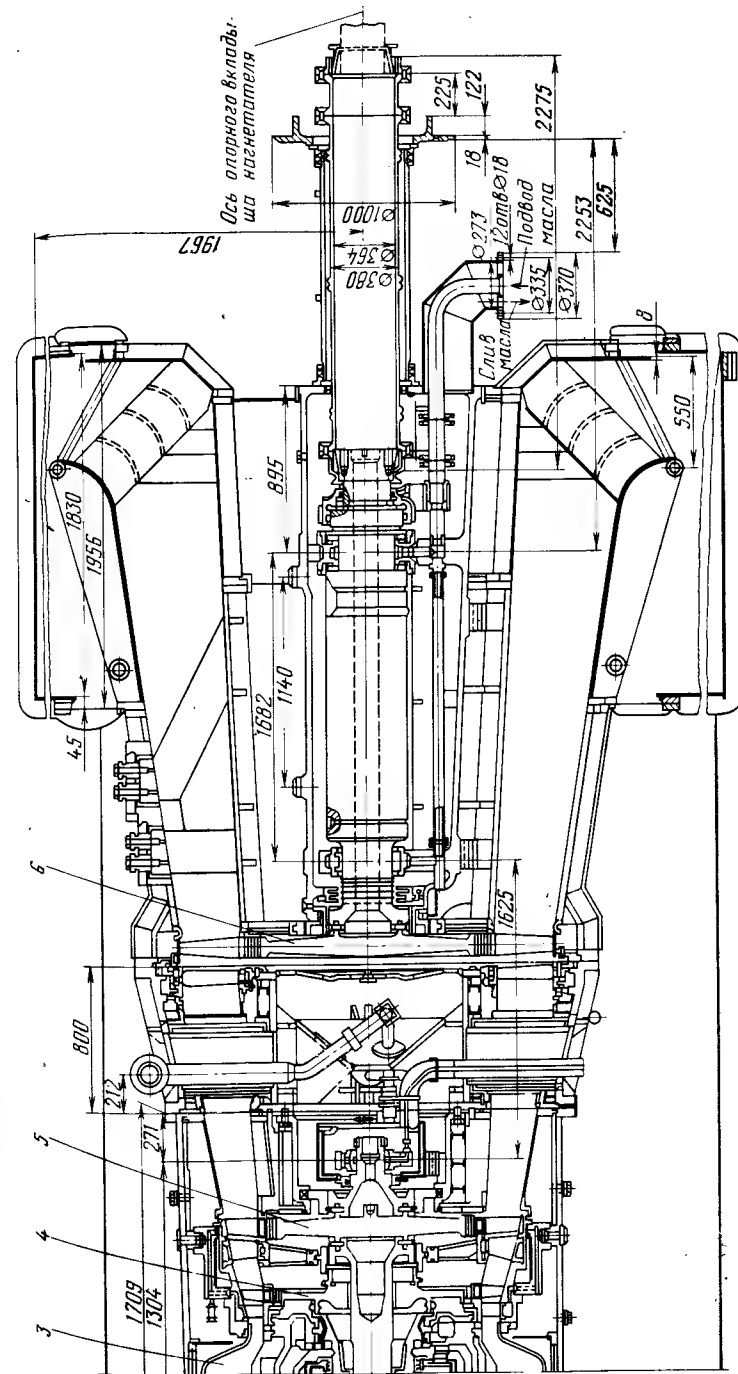
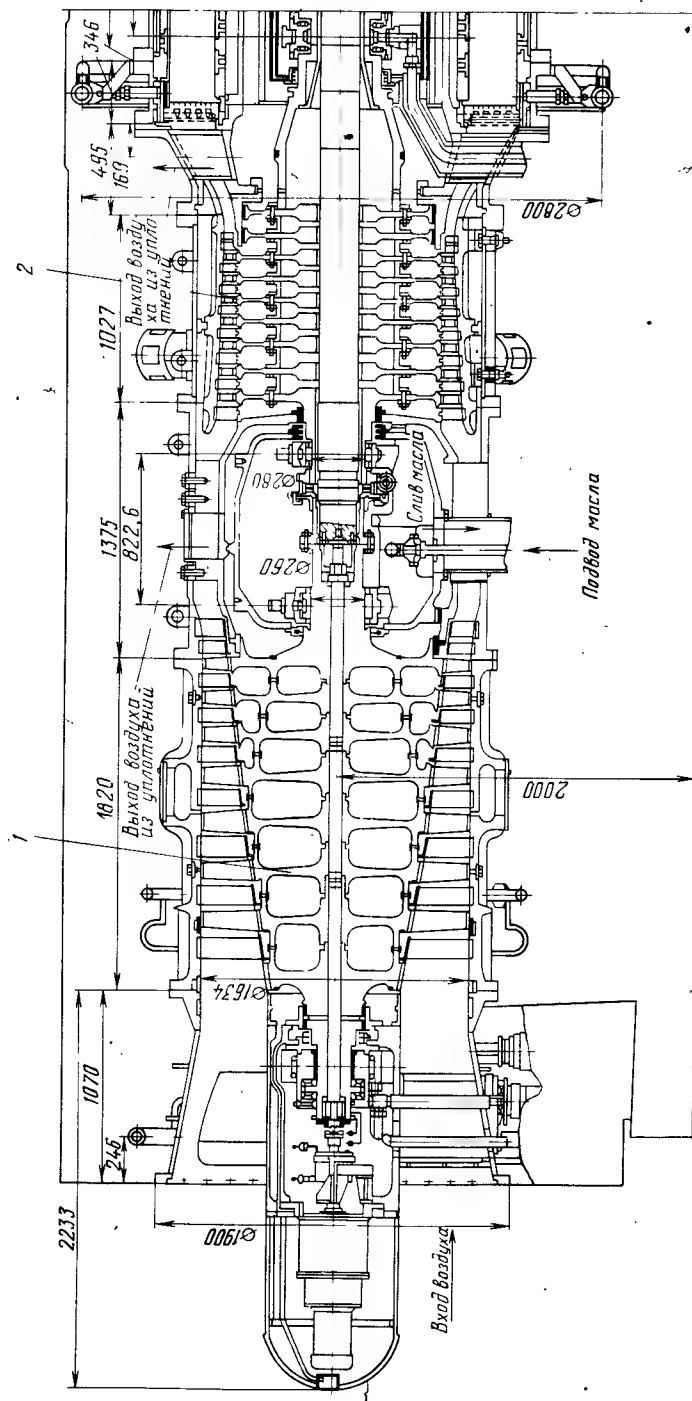


Рис. 3.3. Общий вид газотурбинной установки ГТН-25 по НЗЛ:
1 – КНД; 2 – КВД; 3 – камера сгорания; 4 – ТВД; 5 – ТНД; 6 – силовая турбина

Таблица 3.1. Основные характеристики ТВД и ТНД установок ГТН-25 и ГТН-40

Параметр	ГТН-25		ГТН-40	
	ТВД	ТНД	ТВД	ТНД
Окружная скорость на среднем диаметре, м/с	340	325	350	325
Относительный диаметр D_H/D_K	1,157	1,286	1,157	1,286
Удельная работа на валу турбины, кДж/кг	233,5	162,5	242	176
Средняя температура металла пера рабочих лопаток, К	1020	850	1080	900
Средняя температура металла сопловых лопаток, К	1070*	960	1090*	1020

*С учетом охлаждения.

При создании новой ГТУ и разработке перспективных ГТУ типа ГТН-40 НЗЛ применена прогрессивная кольцевая камера сгорания.

Основные параметры турбин установки ГТН-25 и ее перспективного варианта ГТН-40 приведены в табл. 3.1.

Расчетный ресурс рабочей неохлаждаемой лопатки первой ступени из сплава ЗИ929ВД равен 100 тыс. ч для ГТН-25 и 300 тыс. ч для ГТН-40. Для увеличения ресурса до 100 тыс. ч предполагается применить охлаждение рабочих лопаток первой ступени ТВД установки ГТН-40.

О широком применении судовых двигателей для ГПА говорилось в гл. 2. Установка типа ГПА-10 состоит из блока газотурбинного двигателя судового типа мощностью 10 МВт на общей раме со всеми агрегатами, системами, маслобаком и т.п. Газогенераторная часть двигателя выполнена с двухкаскадным компрессором; КНД приводится ТНД; КВД приводится ТВД. Приводом нагнетателя служит свободная силовая турбина. ГТУ полностью автоматизирована, устанавливается на нулевой отметке, поставляется на КС в виде отдельных блоков, причем степень готовности под монтаж достигает 90 %. Ресурс двигателя до капитального ремонта составляет 20 тыс. ч.

Первым отечественным ГПА с авиационным двигателем (такие ГПА часто называют легкопромышленными) явился блочно-контейнерный агрегат ГПА-Ц-6,3 мощностью 6,3 МВт (его параметры приведены в табл. 2.1). Этот агрегат транспортируется на КС в виде шести блоков-контейнеров. В одном из контейнеров размещается газотурбинная установка НК-12СТ, представляющая собой преобразованный авиационный двигатель. Недостатки ГПА-Ц-6,3 — малый ресурс и низкий КПД (всего 23 %) [43].

Более экономичный, мощный и надежный легкопромышленный ГПА-Ц-16 включает в себя ГТД типа НК-16СТ (рис. 3.4), созданный на базе авиационного ТРДД НК-8. Газогенератор при преобразовании двигателя претерпел некоторые конструктивные изменения, а силовая турбина создана заново. Один из перспективных вариантов ГПА-Ц-16

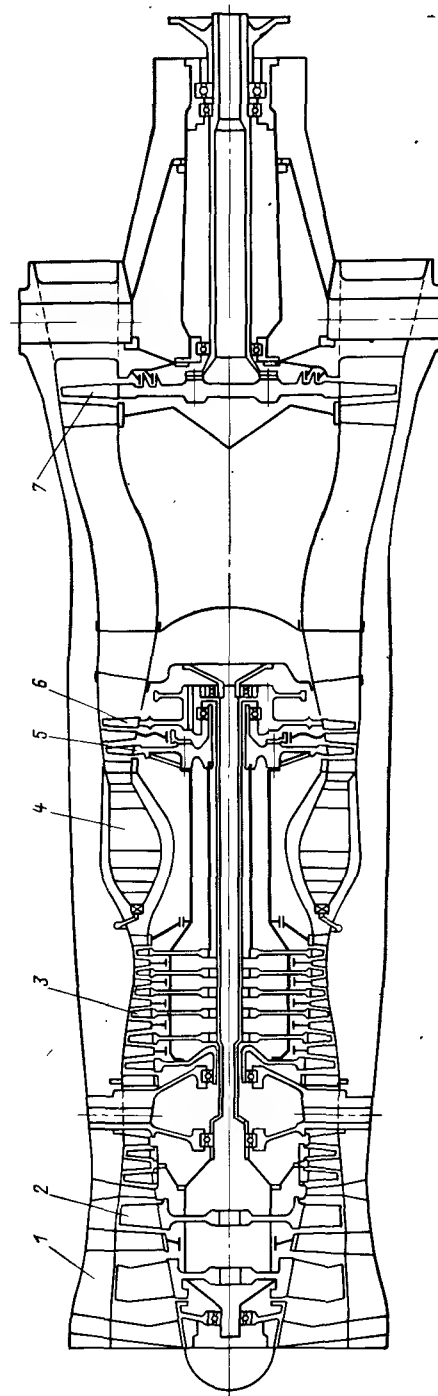


Рис. 3.4. Продольный разрез газотурбинного привода НК-16СТ:

1 — заглушенный канал вентиляторного контура исходного двигателя (получен из вентилятора исходного двигателя); 2 — КНД; 3 — КВД; 4 — камера сгорания; 5 — ТВД; 6 — ТНД; 7 — силовая турбина

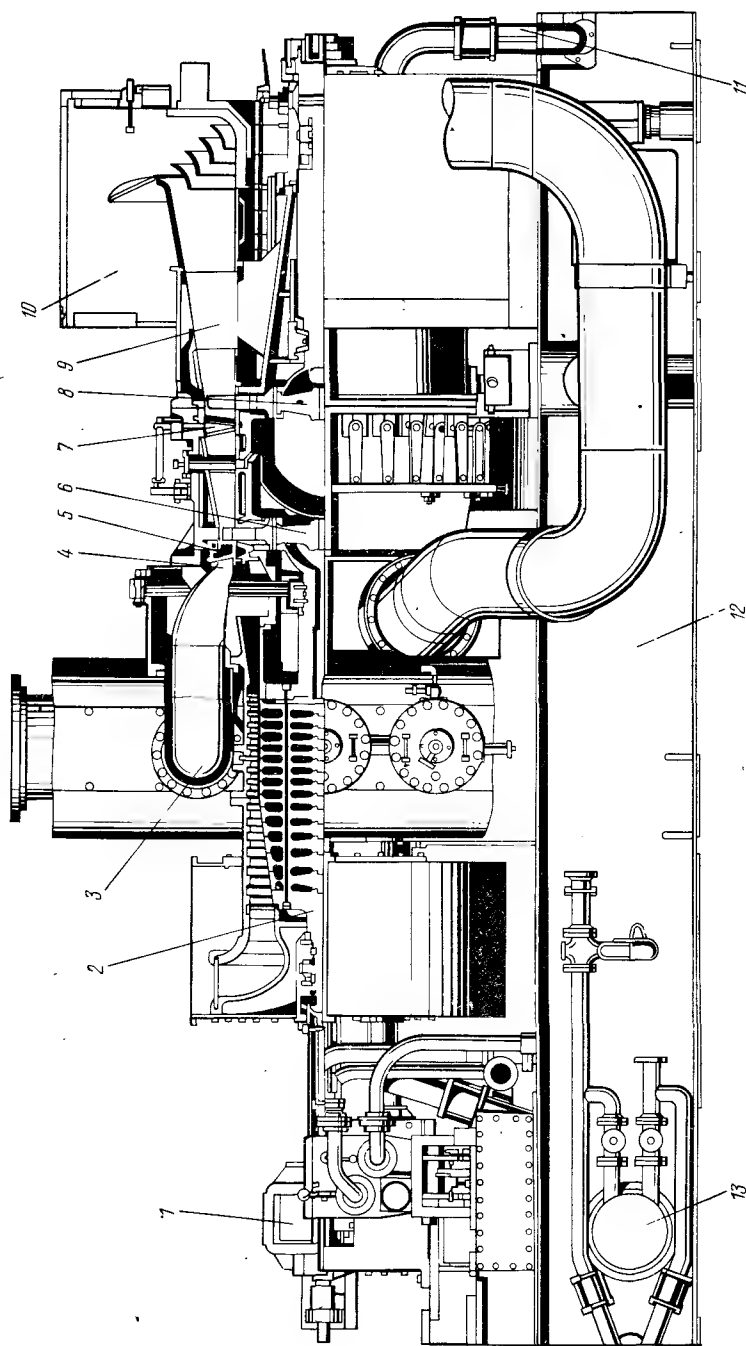


Рис. 3.5. Газотурбинная установка MS-3002 мощностью 10 МВт фирмы "Дженерал электрик":

1 — редуктор; 2 — ротор компрессора; 3 — камера сгорания; 4 — переходный патрубкок между камерой сгорания и турбиной газогенератора; 5 — сопловой аппарат турбины газогенератора; 6 — диск турбины газогенератора; 7 — сопловой аппарат силовой турбины; 8 — диск силовой турбины; 9 — диффузор за силовой турбиной; 10 — выпускной патрубок; 11 — сливная и напорная масляные трубы; 12 — рама-маслобак; 13 — водяные маслоохладители

предполагается выполнить с утилизатором теплоты отработавших газов. Это на 2–3 % увеличит КПД ГПА и позволит обеспечить теплотой компрессорную станцию [22].

Приводные ГТУ промышленного ("тяжелого") типа, применяемые за рубежом, по своим основным особенностям подобны установкам отечественных заводов. В качестве примера рассмотрим особенности конструкции ГТУ типа MS3002, входящей в состав импортного агрегата ГТК-10И (табл. 3.2, рис. 3.5). Двухвальная безрегенеративная ГТУ конструкции фирмы "Дженерал электрик" установлена на раме-маслобаке, в которую встроены водяные маслоохладители, сливная и напорная масляные трубы. Через редуктор крутящий момент передается от ротора газогенератора на ротор электрогенератора, питающего электродвигатели маслососов. Основная часть воздуха после компрессора поступает в кольцевую полость, а затем распределяется по шести камерам сгорания. Сопловой аппарат ТВД состоит из 12 сегментов, содержащих по три лопатки. Сопловые лопатки охлаждаются воздухом, отбираемым за компрессором. Рабочие лопатки ТВД не охлаждаются. Важным элементом конструкции ГТУ MS3002 является регулируемый сопловой аппарат 7 ТВД.

Примером более компактной, легкой и экономичной ГТУ промышленного типа для ГПА может служить ГТУ "Марс" (см. табл. 2.3 и рис. 3.6), серийно выпускаемая фирмой "Солар" (США) с 1977 г.

Эта установка двухвальная, со свободной силовой турбиной. Обеспечение высокого значения $\pi_k = 16$ в однокаскадном осевом компрессоре наряду с высокой начальной температурой газа $T_r = 1269$ К позволило получить высокий КПД, равный почти 33 %. Воздух к двигателю поступает через воздухозаборник 11 с защитной сеткой (рис. 3.6). Компрессор 1 имеет 15 ступеней, из которых пять имеют поворотные направляющие лопатки 10; поворотным выполнен также и входной направляющий аппарат компрессора.

Ротор осевого компрессора 1 выполнен дискобарабанным, он сварен из 15 дисков электронным лучом в вакуумной камере. К корпусу компрессора 9 присоединен корпус 8 кольцевой камеры сгорания. Топливо — газ подается к двадцати одной форсунке 2 из топливного коллектора 3.

Ротор двухступенчатой турбины газогенератора 7 состоит из переднего вала и двух дисков с лопатками. Для обеспечения длительного ресурса при высокой температуре газа в двигателе "Марс" рабочие лопатки первой ступени ТВД выполнены охлаждаемыми.

В корпусе турбины газогенератора 7 установлены два ряда сопловых лопаток этой турбины и один ряд сопловых лопаток первой ступени двухступенчатой силовой турбины 6. Первые два ряда сопловых лопаток выполнены охлаждаемыми. Ротор силовой турбины 6 состоит из двух дисков и вала, соединенных между собой пятью болтами. После выходного диффузора 4 отработавшие газы поступают в газосборник-улитку 5, а затем — в выхлопную шахту.

Удельная масса ГТУ "Марс" составляет 3,3 кг/кВт, что почти вдвое меньше, чем у ГТУ типа MS3002 (6,3 кг/кВт).

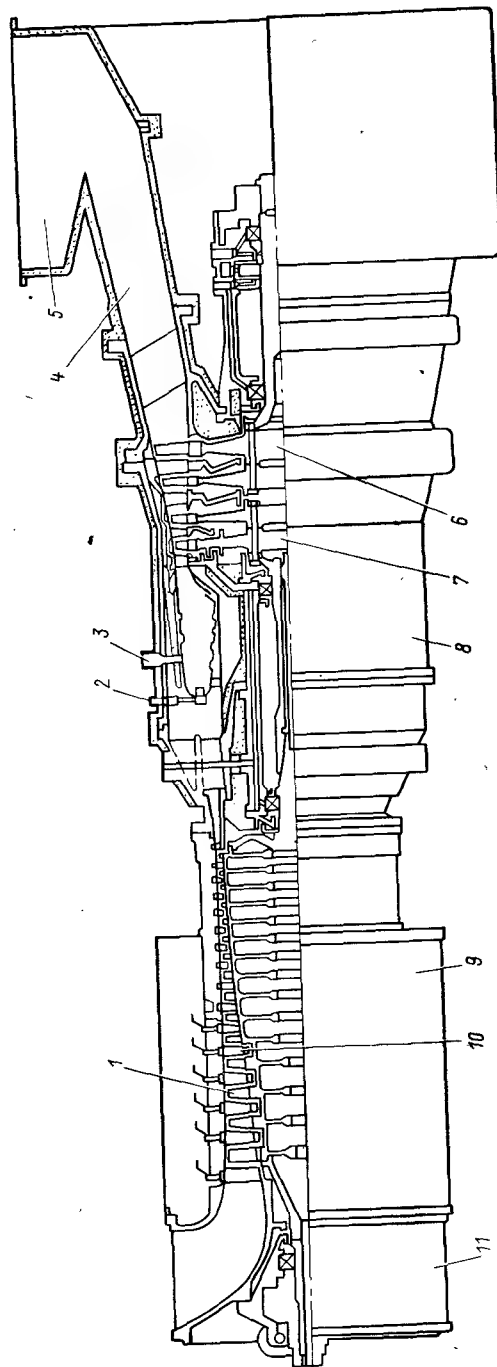


Рис. 3.6. ГТУ "Марс" фирмы "Соляр"

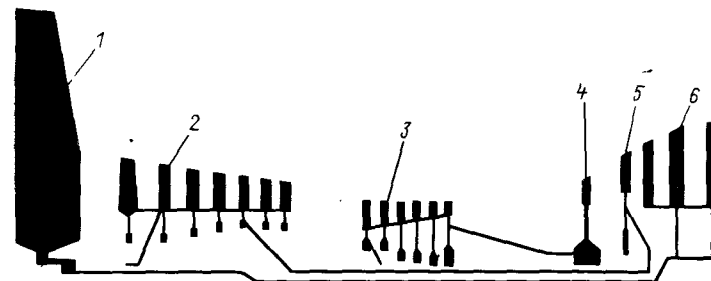


Рис. 3.7. Принципиальная схема роторов авиационного двигателя RB.211:
1 – ротор вентилятора; 2 – ротор КВД; 3 – ротор КВД; 4 – ТВД; 5 – ТНД; 6 – турбина вентилятора

Особенности широко распространенных за рубежом преобразованных для работы в составе ГПА авиационных двигателей рассмотрим на примере одного из наиболее современных и высокоэффективных двигателей типа RB.211, работающих в составе ГПА нескольких типов (см. табл. 2.3).

Исходным двигателем для создания приводного ГТД послужил один из наиболее мощных ТРДД RB.211 с большой степенью двухконтурности ($m = 5$), т.е. с большим отношением расхода воздуха во внешнем контуре к расходу воздуха во внутреннем контуре, – так называемый турбовентиляторный двигатель. Этот двигатель является единственным серийным трехвальным ТРДД большой тяги (до 222,5 кН на взлетном режиме). Схема расположения роторов исходного двигателя показана на рис. 3.7.

Принципиальным изменением конструкции исходного авиационного двигателя при преобразовании его в газогенератор приводной ГТУ является исключение из общей компоновочной схемы вентиляторного вала, состоящего из одноступенчатого вентилятора и трехступенчатой турбины, приводящей вентилятор. Узлы валов низкого и высокого давления при этом практически не изменяются (рис. 3.8). Упрощается конструкция

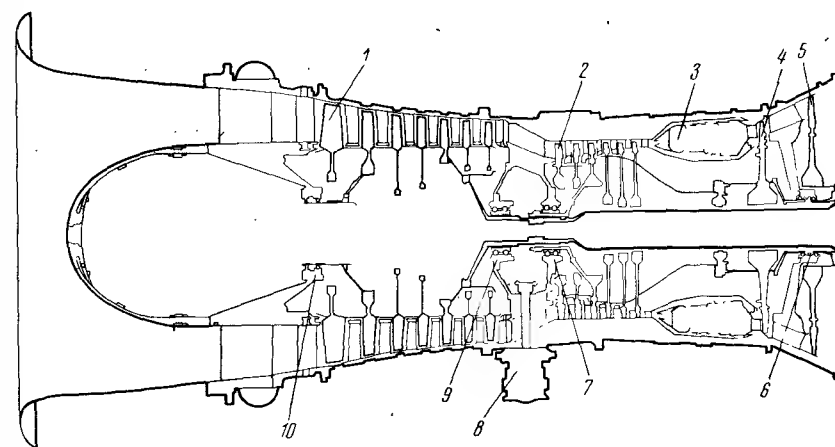


Рис. 3.8. Газогенератор двигателя RB.211

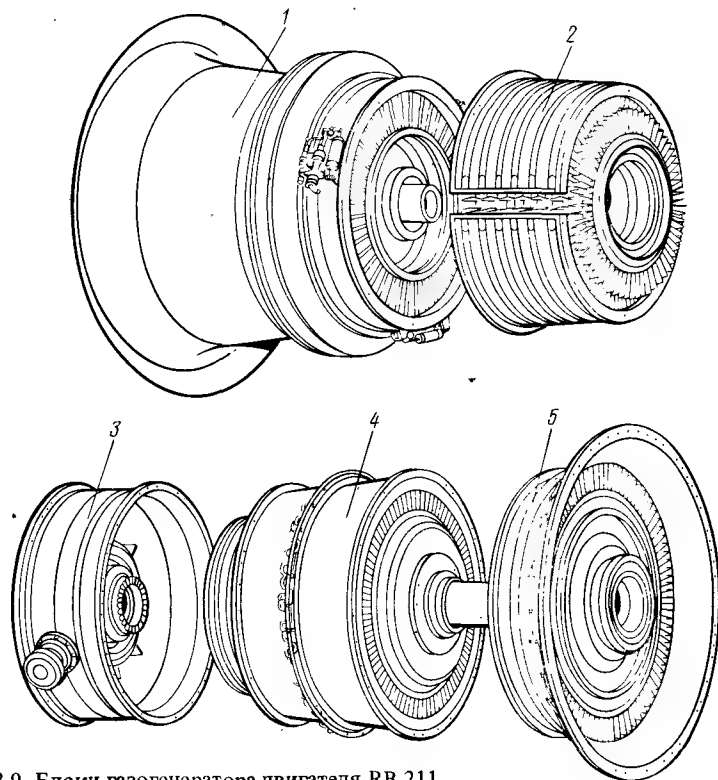


Рис. 3.9. Блоки газогенератора двигателя RB.211.

корпуса, поскольку снимается наружный кожух вентилятора и наружный корпус компрессоров и турбин, образывавших в исходной конструкции гладкую без выступов поверхность вентиляторного канала. Начальная температура газа перед ТВД в преобразованном двигателе уменьшена в некоторых модификациях до $T_T = 1390 \div 1420$ К вместо 1485 К в исходном авиадвигателе. Снятие вентиляторной ступени и снижение T_T привели к уменьшению π_k с 29 в исходном двигателе до 20 в преобразованном варианте для приводного ГТД.

КНД 1 (рис. 3.8) состоит из семи ступеней и приводится во вращение одноступенчатой ТНД 5. КНД имеет регулируемый ВНА и антипомпажный клапан. Сварной ротор КНД дискобарабанного типа опирается на три подшипника в узлах 6, 9 и 10. КВД 2 состоит из шести ступеней и приводится одноступенчатой ТВД 4. КВД имеет сварной дискобарабанный ротор, опирающийся на два подшипника в опорах 6 и 7. Камера сгорания двигателя 3 — кольцевая, с 18 форсунками, распределяющими топливо — газ. Сошловые лопатки ТВД и ТНД и рабочие лопатки ТВД охлаждаются воздухом. Двигатель запускается путем раскрутки вала высокого давления стартером 8.

Для ГТД авиационного типа характерна блочность; так, газогенератор двигателя RB.211 состоит всего из пяти блоков (рис. 3.9): воздухо-

заборника 1 массой 418 кг и длиной 635 мм; блока промежуточного давления 2 массой 503 кг, длиной 790 мм; промежуточного блока 3 массой 335 кг, длиной 510 мм, включающего картер подшипников и привод вспомогательных механизмов; блока высокого давления 4 массой 800 кг, длиной 1015 мм, включающего КВД, камеру сгорания и ТВД; блока ТНД 5 массой 320 кг, длиной 1425 мм.

Силовая турбина, поставляемая в составе ГПА "Коберра" с газогенератором RB.211, выполняется, как правило, двухступенчатой.

3.2. Энергетические стационарные ГТУ

В § 2.2 указано, что наиболее мощными энергетическими ГТУ в СССР, выпускаемыми длительное время, являются установки типа ГТ-100. При их создании нашла отражение идея приближения действительного цикла ГТУ к циклу Карно (§ 1.1). Выбранные заводом цикл (его параметры см. в табл. 2.4) и схема ГТУ (рис. 3.10) обеспечили [34]:

повышение более чем в 1,5 раза мощности и снижение на 15 % удельного расхода теплоты по сравнению с ГТУ простого цикла при тех же начальной температуре газа и расходе воздуха;

возможность проектирования оптимальных по быстроходности турбомашин высокого и низкого давления, обеспечивающего высокие значения их КПД;

простоту пуска, который может быть начат с раскрутки вала высокого давления.

К основным конструкционным особенностям ГТ-100 относятся [34]: расположение двух валов на одной оси; объединение корпусов КВД, ТВД и ТНД в единый блок; расположение заднего (по ходу рабочего тела) подшипника вала высокого давления и переднего подшипника вала низкого давления внутри корпуса подшипников, который омывается горячими газами под давлением; применение двухопорной конструкции вала высокого давления, не имеющего опоры в зоне максимального давления и температуры газа; применение трубчато-кольцевых камер сгорания (с 12 жаровыми трубами в каждой) высокого и низкого давления, расположенных вокруг вала ГТУ под углом к его оси.

Те же термодинамические и конструкционные принципы, которые были заложены в установку ГТ-100 (применение промежуточного охлаждения и промежуточного подогрева, компоновка агрегатов и др.), могут развиваться путем повышения начальной температуры газа перед обемными турбинами или путем увеличения числа промежуточных охлаждений и подогревов. В § 2.2 приведены перспективные параметры ГТУ типа ГТ-100, получаемые при повышении температуры газа перед турбинами на 100–200 К. Второй путь заслуживает особого внимания, поскольку позволяет даже при невысоких температурах газа получать значительное повышение КПД установок. Так, МВТУ совместно с ХТГЗ был выполнен технический проект ГТУ мощностью 200 МВт [8, 10] с $T_T = 1023$ К (рис. 3.11). Расчетный электрический КПД этой установки может достигать 42–43 %, удельная мощность P_e уд ≈ 440 кВт/(кг/с). Близкие к этим значения КПД и удельной мощности в ГТУ простых схем можно

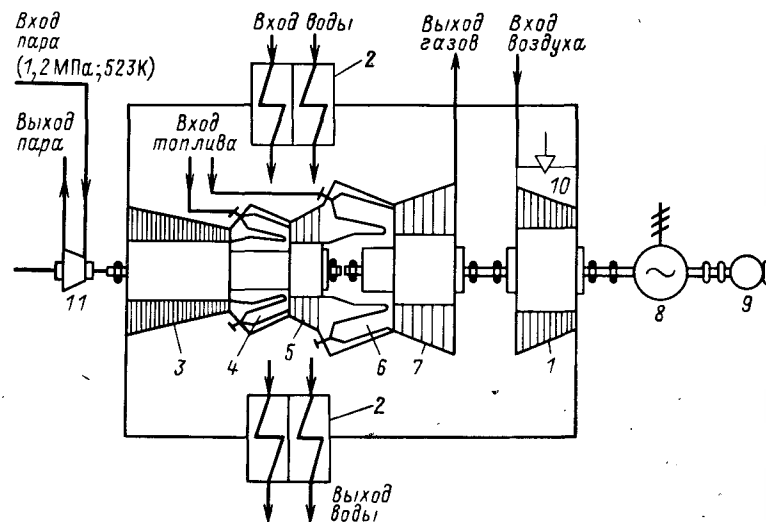


Рис. 3.10. Принципиальная схема установки ГТ-100:

1 - КНД; 2 - воздухоохладитель; 3 - КВД; 4 - камера сгорания высокого давления; 5 - ТВД; 6 - камера сгорания низкого давления; 7 - ТНД; 8 - электрический генератор; 9 - возбудитель; 10 - антипомпажный клапан; 11 - пусковая турбина

получать лишь при $T_r \geq 1750$ К при условии осуществления весьма эффективного и пока не достигнутого охлаждения, а также создания компрессора с $\pi_k \approx 30 \div 35$. Обе эти задачи, как показывает практика, очень трудны и лишь в малой степени реализуются в стационарных ГТУ.

В высокотемпературной ($T_r = 1470$ К) многоагрегатной ГТУ по схеме, аналогичной схеме установки ГТУ-200-750, при той же компрессорной части можно получить КПД около 50 % [27].

К удачному опыту применения многоагрегатной установки ГТ-100 и к разработкам установок типа ГТУ-200-750 необходимо снова обратиться в связи с тем, что не только разработка, но и постройка таких ГТУ, предназначенных для работы в составе ПГУ с НПГ, уже начата в Японии [60, 62, 65].

Преимущества ПГУ с ГТУ с промежуточным охлаждением и подогревом по сравнению с ПГУ с ГТУ простого цикла видны из рис. 3.12. ГТУ типа AGTJ-100A, предназначенная для включения в состав такой ПГУ, уже изготовлена и проходит испытания [62]. Схема и параметры ГТУ показаны на рис. 3.13.

Установка спроектирована двухвальной, ее схема и компоновка напоминают схему ГТ-100. Конструктивно установка скомпонована в двух блоках. Расход воздуха при входе в ГТУ $G_{mv} = 220$ кг/с (в 2 раза меньше, чем в ГТ-100), расход продуктов сгорания при выходе из ТНД составляет 233 кг/с. Кроме расхода топлива, добавляемого к воздуху в камерах сгорания, расход рабочего тела увеличивается на расход воды $G_{mw} = 10,44$ кг/с в промежуточном воздухоохладителе испарительного типа. Впрыск воды увеличивает мощность и КПД ГТУ и, что не менее

важно, приводит к уменьшению содержания оксидов азота на выходе из установки.

Для обеспечения работоспособности турбин при высоких T_r обе ступени двухступенчатой ТВД и первые две ступени четырехступенчатой ТНД выполнены охлаждаемыми.

В широком диапазоне нагрузок температура газа перед котлом-утилизатором остается почти постоянной и равной 880–900 К. Это позволяет паровой турбине, включенной в состав ПГУ, работать при почти постоянных параметрах (16,8 МПа и 738/738 К), что в свою очередь обеспечивает более плавное протекание зависимости КПД от нагрузки, чем для установок других типов (рис. 3.14).

Как показано в § 2.2, определенные перспективы развития отечественного стационарного газотурбостроения связываются с постройкой и серийным производством агрегатов типа ГТЭ-150 и ГТЭ-200.

Освоение температуры газа $T_r = 1373$ К в установке ГТЭ-150 предполагается проводить в два этапа [6]. На первом осваивается уровень $T_r = 1170 \div 1220$ К, при котором охлаждаются только сопловые и рабочие лопатки первой ступени турбины. На втором этапе T_r повышается до номинального значения 1373 К. При этом выполняются охлаждаемыми сопловые лопатки первой и второй ступеней, а также рабочие лопатки первой ступени турбины.

Турбогруппа ГТУ выполнена в виде единого установленного на фундаментной раме сборочного блока, включающего 14-ступенчатый осевой компрессор, 4-ступенчатую турбину и 14 встроенных камер сгорания секционного типа. Масса и размеры ГТУ позволяют транспортировать ее к месту эксплуатации в собранном и установленном на фундаментную раму виде (рис. 3.15) на железнодорожной платформе, позволяющей перевозить грузы массой до 220 т.

Установка ГТЭ-200 должна иметь унифицированные с ГТЭ-150 компрессор, ротор и корпус газовой турбины.

Одна из самых мощных зарубежных энергетических ГТУ — установка типа 17 (рис. 3.16) — разработана фирмой "Броун Бовери". Мощность ГТУ более 210 МВт, КПД около 32 % при $T_r = 1373$ К. В этой установке сохранены традиционные для фирмы "Броун Бовери" принципы конструирования ГТУ: сварной ротор из стали ферритного класса, сварнолитые корпуса, индивидуальная выносная камера сгорания (на рисунке не показана).

Разработанная фирмой "Крафтверкунион" стационарная энергетическая ГТУ V95.0 мощностью 200 МВт имеет похожие параметры. Еще более высокие параметры (прежде всего T_r^*) имеет разработанная этой же фирмой установка мощностью 250 МВт.

При разработке установок ГТЭ-150, ГТЭ-200 и установок фирм "Броун Бовери" и "Крафтверкунион" возникают серьезные конструктивные трудности, обусловленные одновальностью принятых конструкций, выполнением их по простейшему термодинамическому циклу: сложность создания компрессоров с большими расходами воздуха (до 800–1000 кг/с) при значительных π_k^* (15–18); трудность изготовления и обеспечения прочности охлаждаемых лопаток турбин больших размеров и др.

Рис. 3.11. Конструктивная схема (а) и T, s -диаграмма (б) ГТУ мощностью 200 МВт:
1 – КНД; 2, 6 – встроенные воздухоохладители; 3, 5, 7 – компрессоры среднего давления; 4, 8 – выносные воздухоохладители; 9 – КВД; 10 – основная камера сгорания; 11 – ТВД; 12, 14, 16 – встроенные промежуточные камеры сгорания; 13, 15 – ТСД; 17 – ТНД

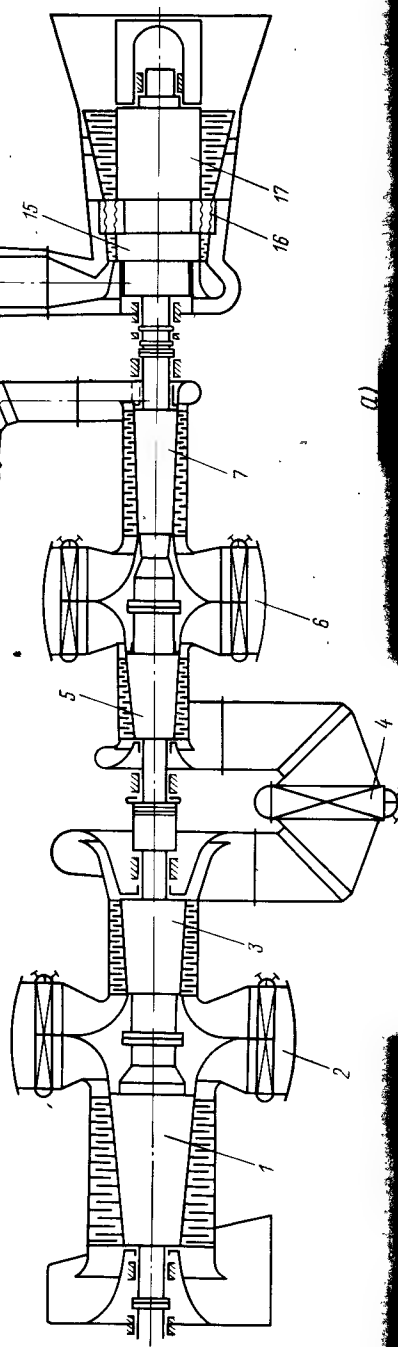
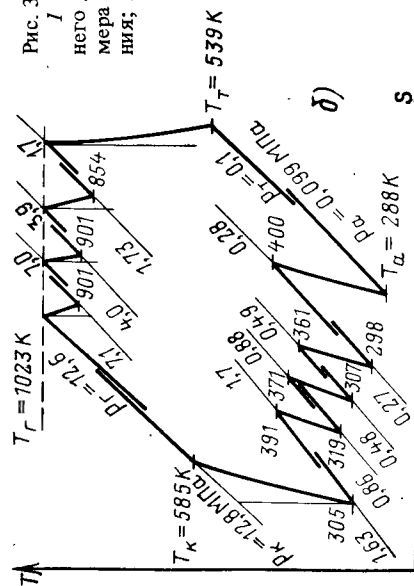


Рис. 3.12. Зависимость КПД ГТУ и ПГУ различных циклов от удельной мощности:

1 – ГТУ простого цикла с $T_r = 1573$ К; 2 – ПГУ с котлом-утилизатором и ГТУ простого цикла при $T_r = 1573$ К; 3 – ГТУ с промежуточным охлаждением и промежуточным подогревом (начальная температура после подогрева $T_r = 1473$ К); 4 – ПГУ с котлом-утилизатором и ГТУ, как в случае 3

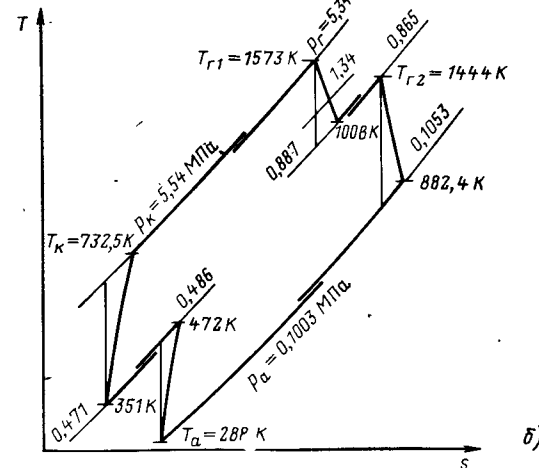
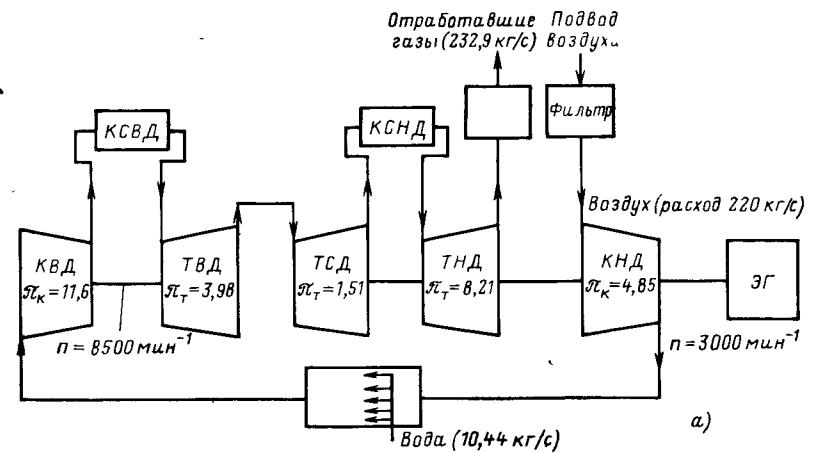
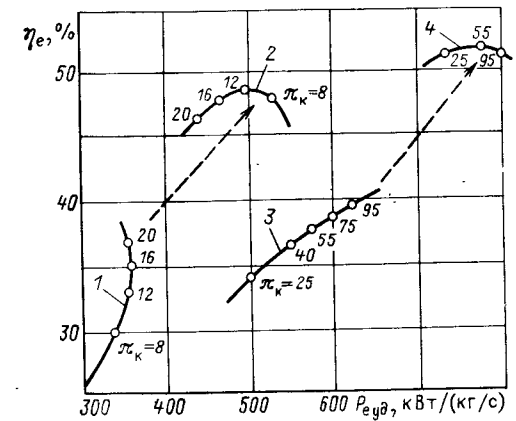


Рис. 3.13. Принципиальная схема (а) и T, s -диаграмма (б) ГТУ типа АГТJ-100А

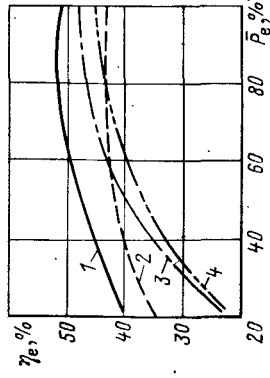


Рис. 3.14. КПД на режимах частичной мощности энергоустановок различных типов:

1 — ПГУ с ГТУ типа АСТ-100А; 2 — паротурбинная электростанция мощностью 1000 МВт на природном газе; 3 — ПГУ с ГТУ простого цикла ($T_T = 1573$ К); 4 — ПГУ с временной ГТУ простого цикла

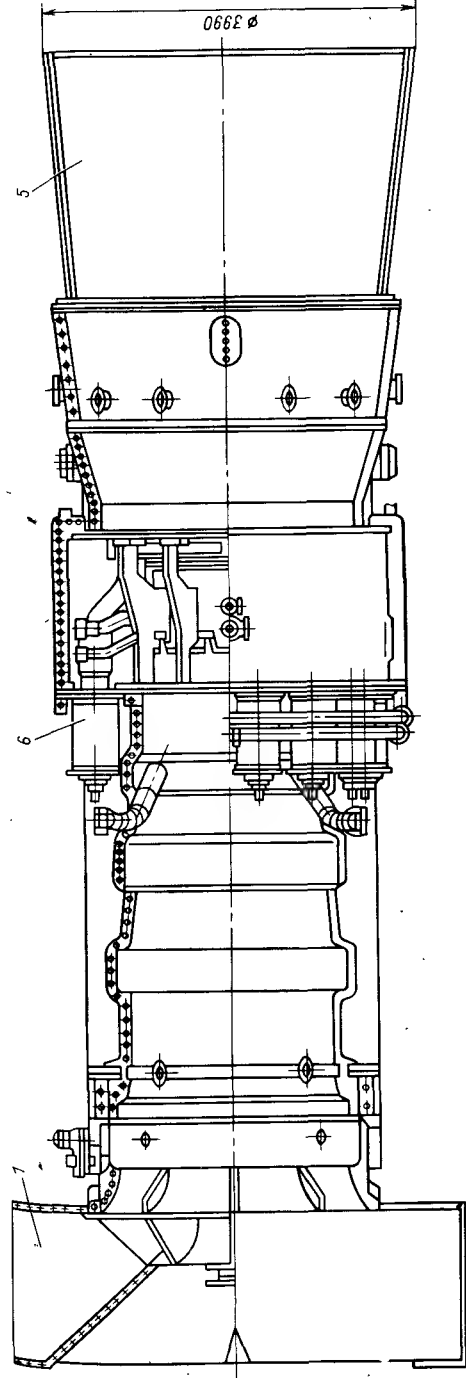
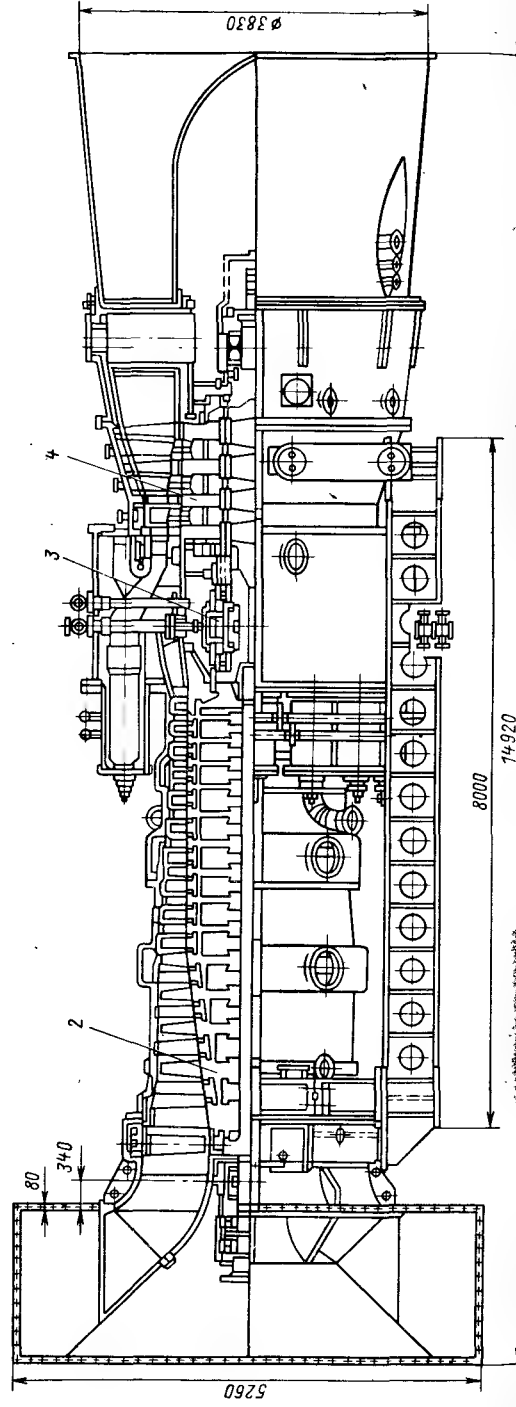


Рис. 3.15. Турбогруппа установки ГТ-150:

1 — входной патрубок; 2 — компрессор; 3 — промежуточная опора трехопорного ротора; 4 — турбина; 5 — выпускной диффузор; 6 — камера сгорания

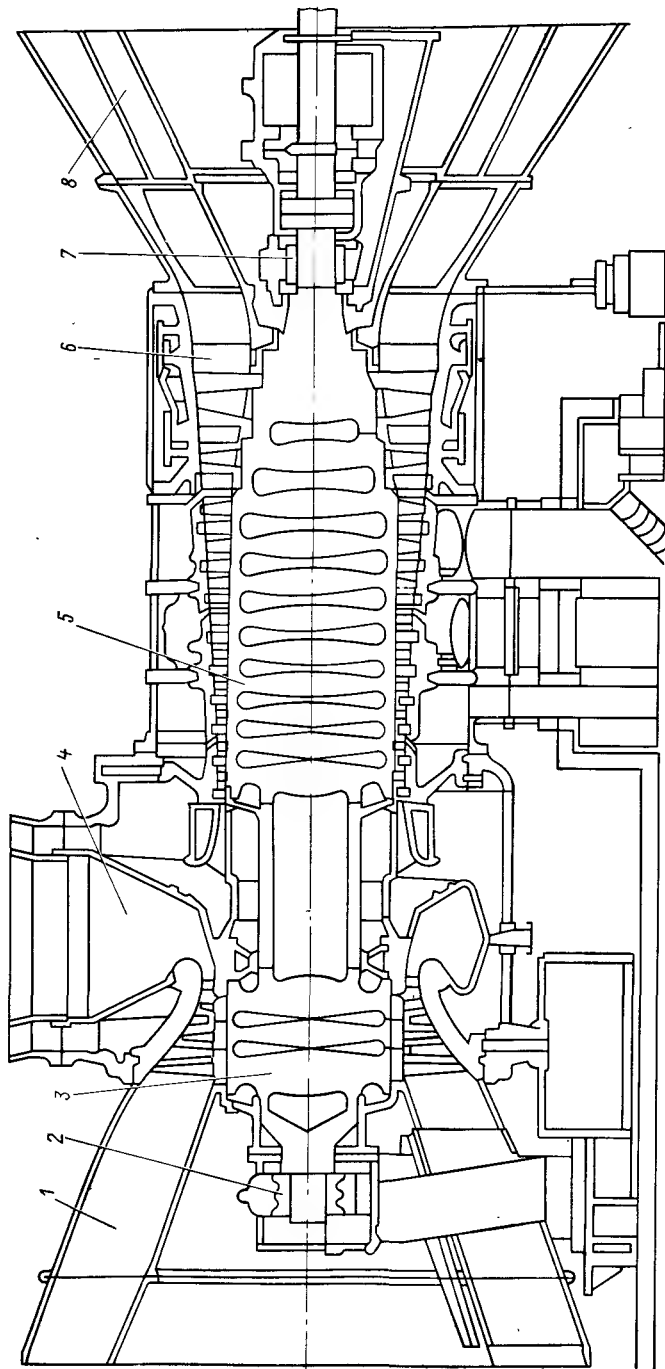


Рис. 3.16. Общий вид ГТУ мощностью 210 МВт фирмы "Броуи Бовери".

1 – диффузор за турбиной; 2 – радиальный подшипник; 3 – ротор турбины; 4 – входная улитка турбины; 5 – ротор компрессора; 6 – поворотный входной направляющий аппарат; 7 – радиально-осевой подшипник; 8 – входной патрубком компрессора

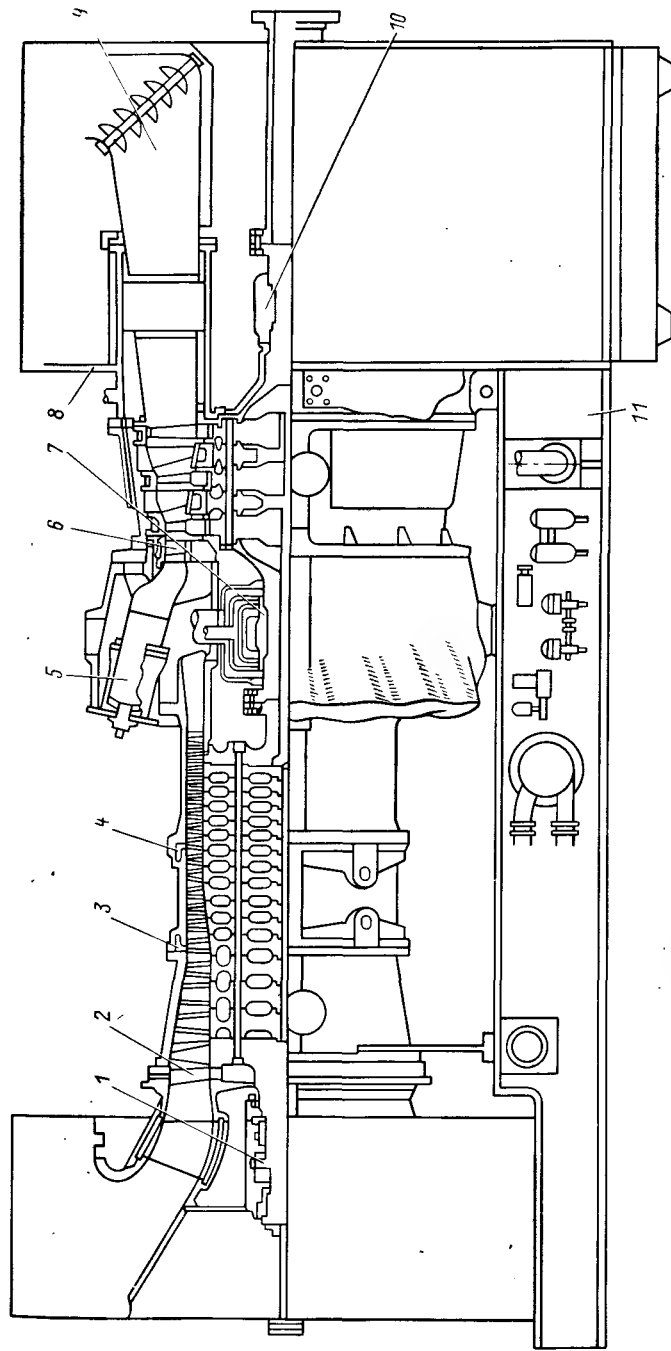


Рис. 3.17. Продольный разрез ГТУ типа MS9001E.

1 – радиально-осевой подшипник; 2 – поворотные лопатки входного направляющего аппарата компрессора; 3, 4 – перепуск воздуха в атмосферу; 5 – камера сгорания; 6 – турбина; 7 – промежуточная подшипниковая опора; 8 – выпускной патрубок; 9 – диффузор; 10 – радиальный подшипник; 11 – рама-маслобак

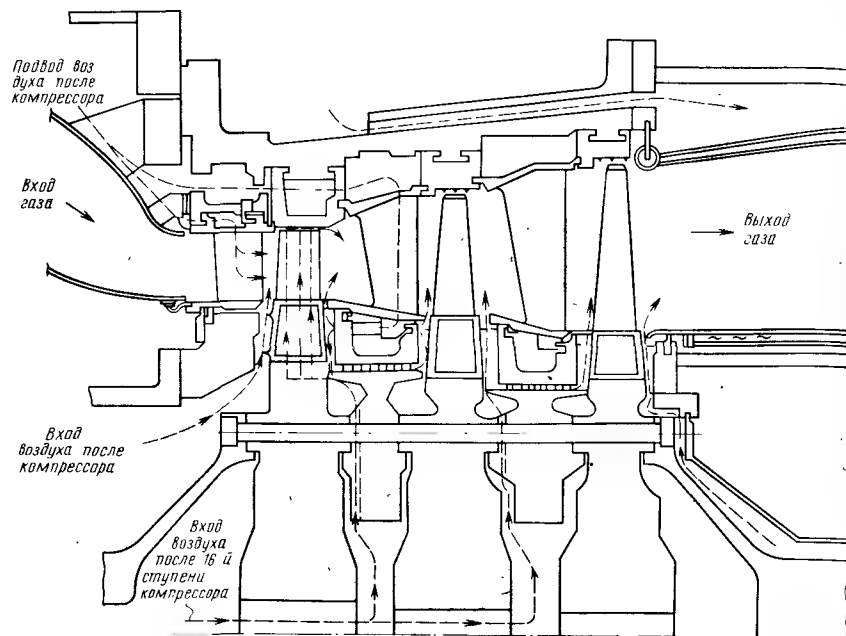


Рис. 3.18. Проточная часть турбины ГТУ MS7001B (стрелками показаны направления течения охлаждающего воздуха)

Из других сравнительно мощных зарубежных ГТУ заслуживают внимания установки типа MS (Model Series — модельные серии) фирмы "Дженерал электрик". Установки MS5001, MS6001, MS7001 и MS9001 (см. табл. 2.5) различаются мощностями и размерами, получаемыми при моделировании. Кроме того, для всех этих установок характерно применение одинаковых принципиальных конструктивных решений. Такой подход позволил фирме организовать экономичное крупносерийное производство, обеспечить надежность в эксплуатации и высокую степень готовности ГТУ.

Одна из наиболее распространенных ГТУ типа MS — установка MS7001. Она являлась базовой установкой, на которой фирма отработывала новые перспективные конструкции и повышенные температуры газа. Проточные части и конструкции элементов этой ГТУ были использованы для разработки новых агрегатов большей и меньшей мощности. Так, была разработана и с 1975 г. начала эксплуатироваться ГТУ промышленного типа MS9001B (см. табл. 2.5). Проточная часть и основные элементы конструкции этой установки смоделированы в масштабе 1,2 : 1 с ГТУ типа MS7001. В 1979 г. начата эксплуатация наиболее мощной модификации этой ГТУ — установки MS9001 E (рис. 3.17), отличающейся от предыдущей более высокими параметрами. Кроме того, в 1978 г. начата эксплуатация новой энергетической ГТУ средней мощности типа MS6001, которая является моделью ГТУ MS7001 в масштабе 0,7 : 1.

Роторы установок типов MS7001 и MS9001 выполнены трехпорны-

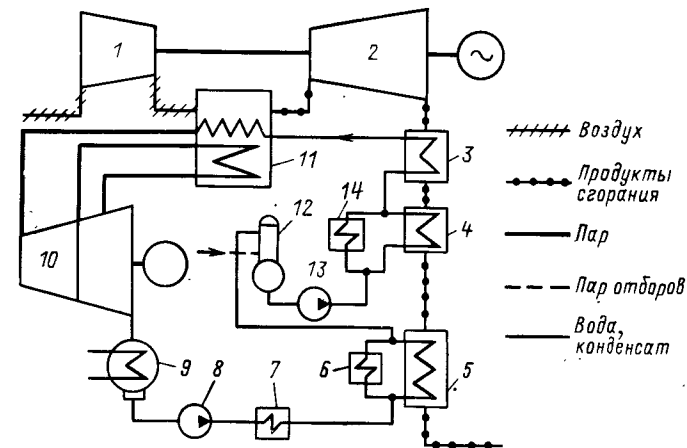


Рис. 3.19. Принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200:

1 — компрессор; 2 — ГТУ ГТ-35/44-770; 3-5 — экономайзеры; 6, 7, 14 — подогреватели; 8 — конденсатный насос; 9 — конденсатор; 10 — паровая турбина К-160-130; 11 — высоконапорный парогенератор ВПГ-450; 12 — деаэрактор; 13 — питательный насос

ми; промежуточная опора располагается в зоне камеры сгорания аналогично установке ГТЭ-150 (см. рис. 3.15). Роторы установок MS5001 и MS6001 выполнены двухпорными. Все ГТУ типа MS имеют достаточно высокую начальную температуру газа (см. табл. 2.5) и интенсивное воздушное охлаждение деталей проточной части. В зависимости от конкретной конструкции и параметров число охлаждаемых лопаточных венцов у турбин ГТУ различных типов различно. Например, в турбине ГТУ MS7001B (рис. 3.18) охлаждаются сопловые лопатки первой и второй ступеней и рабочие лопатки первой ступени.

Основные конструктивные особенности своих ГТУ фирма "Дженерал электрик" использует при разработке перспективных энергетических ГТУ. Ею, в частности, разработан проект и выполнены исследования некоторых узлов перспективной высокотемпературной ГТУ с $T_T = 1700$ К (в перспективе до 1900 К) мощностью 73 МВт. Установка предназначена для работы на продуктах газификации угля в составе ПГУ мощностью 428 МВт, состоящей из четырех таких ГТУ и паротурбинного контура, с общим КПД 41 %. В конструкции ГТУ сохранены основные черты ГТУ типа MS, хотя конструкция газовой турбины претерпела существенные изменения из-за введения водяного охлаждения лопаточного аппарата.

В § 2.2 показана перспективность применения ПГУ различных типов в электроэнергетике страны. Схема ПГУ с ВПГ, работающей на Невинномысской ГРЭС, показана на рис. 3.19. В качестве газотурбинной части ПГУ используется установка ГТ-35, основные характеристики которой представлены в табл. 2.4. Эта ГТУ выполнена по одновальной схеме с 14-ступенчатым осевым компрессором и 4-ступенчатой осевой турбиной. Ротор компрессора барабанный, сварной, состоит из трех частей; ротор турбины составной дисковый. Корпуса компрессора и турбины ли-

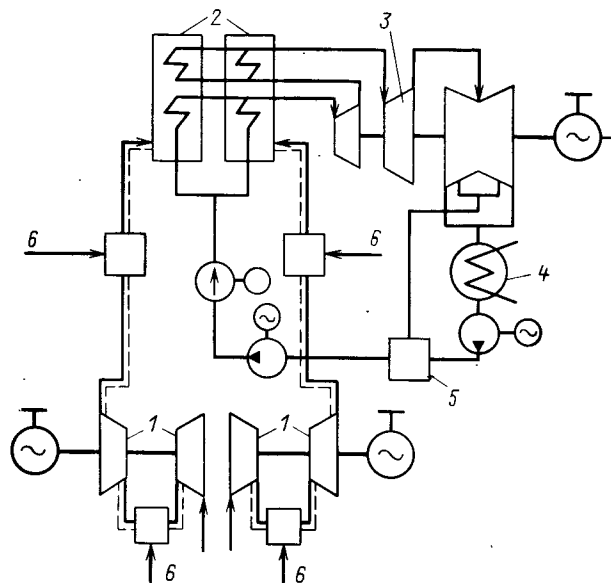


Рис. 3.20. Принципиальная тепловая схема ПГУ мощностью 750 МВт с НПГ:
1 – ГТУ типа ГТЭ-150; 2 – парогенератор; 3 – паротурбинная установка типа К-500-166; 4 – конденсатор; 5 – смешивающий подогреватель; 6 – подвод топлива

тые, имеют горизонтальный и вертикальные (технологические) разъемы. Задняя опора ротора компрессора и передняя опора ротора турбины расположены в отдельном корпусе.

Газотурбинная установка типа ГТ-35 используется также в составе ПГУ с НПГ, работающих на Молдавской ГРЭС (см. § 2.2). В установке предусмотрена автономная работа газового и парового контуров. При автономной работе ГТУ отработавшие в турбине газы выводятся мимо парогенератора в дымовую трубу. Для изолированной работы паровой турбины в схему ПГУ включен дутьевой вентилятор, обеспечивающий подачу топлива в топку котла. НПГ в ПГУ-250 предназначен для работы на тяжелом жидком топливе.

Следующим этапом развития ПГУ с НПГ в направлении повышения их мощности и КПД может стать ПГУ, включающая две ГТУ типа ГТЭ-150 (см. рис. 3.15). В такой ПГУ (рис. 3.20) возможно дополнительное (до 25% общего расхода) сжигание топлива в топке парогенератора; паротурбинное оборудование должно проектироваться на закритическое давление пара [52]. Эта установка может обеспечить удельный расход условного топлива около 260 г/(кВт·ч) (т.е. обеспечить КПД около 47,3%). В ней предполагается использовать типовые конструкции для ГТУ и всего вспомогательного оборудования (серийно выпускаемого или с минимальными переделками).

Указанные в § 2.2 ПГУ типа STAG выполняются с несколькими ГТУ типа MS и с одной паровой турбиной. В современных ПГУ этого типа дополнительное сжигание топлива перед котлом-утилизатором не про-

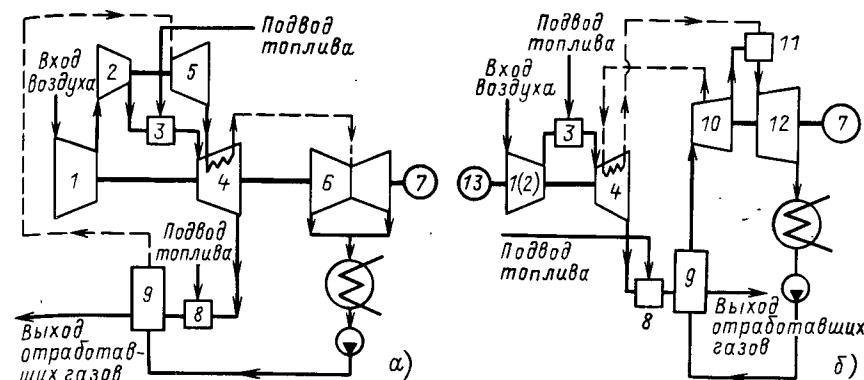


Рис. 3.21. Принципиальные схемы ЦКТИ-ЛПИ (а) и ЛПИ (б):

1 – КНД; 2 – КВД; 3 – камера сгорания; 4 – газовая турбина; 5 – предвключенная паровая турбина; 6 – конденсационная паровая турбина; 7, 13 – электрогенераторы; 8 – камера дожигания; 9 – низконапорный парогенератор; 10 – ЦВД паровой турбины; 11 – камера смешения; 12 – ЦНД паровой турбины

водится. Установки STAG, выпущенные в 1977–1979 гг., имеют мощность от 71,3 до 456,6 МВт. Установка типа S407E мощностью 433,8 МВт состоит из четырех ГТУ типа MS7001E и одной паровой турбины; наиболее мощная установка типа S309E включает три ГТУ MS9001 и одну паровую турбину. КПД установки при полной мощности очень высок – около 45%. Частичные мощности получают путем последовательного отключения ГТУ; при этом КПД ПГУ остается достаточно высоким.

Кроме указанных ПГУ и ГТУ возможно применение комбинированных энергетических ПГУ других типов [52].

Повышение начальной температуры газа в ГТУ и необходимость охлаждения при этом турбины в сочетании с достоинствами комбинированных установок привели к разработке ГПУ, в которых осуществляется охлаждение газовой турбины паром. В установке по схеме ЦКТИ-ЛПИ (рис. 3.21, а) пар генерируется в низкотемпературном парогенераторе в основном за счет отходящей от ГТУ теплоты или, как показано, при некотором дополнительном подводе топлива. В схему включена предвключенная паровая турбина, после которой весь пар направляется на охлаждение проточной части турбины и перегревается в ней. Таким образом, газовая турбина играет роль промежуточного перегревателя установки. Для осуществления парового охлаждения система охлаждения выполняется закрытой, герметичной. Трудности практического осуществления ГПУ такой схемы заключаются в необходимости тщательного уплотнения охлаждающего парового тракта, которое позволило бы свести к минимуму утечки пара в газовый тракт. Проектные проработки ГПУ мощностью 300 МВт по схеме ЦКТИ-ЛПИ показали, что при $T_r = 1473$ К, расходе воздуха 486 кг/с, $\pi_k = 9,2$, расходе пара 360 т/ч, температуре пара 813 К, давлении пара 24 МПа и давлении в конденсаторе 3,5 кПа КПД ГТУ должен составить 50% [1].

При небольшой удельной теплоте охлаждения (на 1 кг рабочего тела в

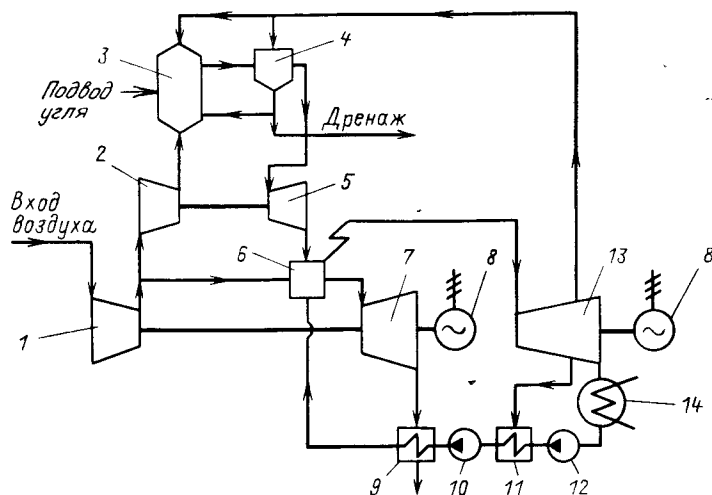


Рис. 3.22. Принципиальная схема ПГУ с внутрицикловой газификацией каменного угля:

1 – компрессор; 2 – дожимающий компрессор; 3 – газогенератор; 4 – скруббер; 5 – расширительная газовая турбина; 6 – высоконапорный парогенератор; 7 – газовая турбина; 8 – электрогенератор; 9 – экономайзер; 10 – питательный насос; 11 – регенеративный подогреватель; 12 – конденсатный насос; 13 – паровая турбина; 14 – конденсатор

турбине) возможно применение ГПУ по схеме ЛПИ (рис. 3.21, б). В этой установке для охлаждения газовой турбины отбирается часть пара из ступени предвключенной паровой турбины. После охлаждения газовой турбины пар смешивается с основным потоком в специальной камере смешения. Выполненные в ЛПИ расчеты [1] показали, что при указанных параметрах пара, при применении компрессора на расход воздуха 630 кг/с и $\pi_K = 13 \div 15$ (т.е. компрессора установок типа ГТЭ-150 и ГТЭ-200) и при $T_T = 1473$ К КПД ГТУ по схеме ЛПИ будет выше 50%, а ее единичная мощность составит 350–370 МВт.

Основная сложность применения угля в ГТУ – невозможность его прямого использования из-за сильнейшей эрозии проточных частей. Имеющийся опыт эксплуатации газовых турбин показывает, что их надежная работа обеспечивается при содержании пыли в газах не более 2–3 мг/м³. Поэтому продукты газификации угля должны проходить тщательную очистку перед подачей в турбину в качестве топлива. Необходимость очистки от пыли сочетается с необходимостью очистки от серы, содержащейся в угле, а также от оксидов азота и золы.

Одним из экономичных способов использования угля, обеспечивающих низкую токсичность отработавших газов, является газификация в ПГУ. В ПГУ типичной схемы на угле (рис. 3.22) размолотый уголь, вода (пар) и сжатый воздух (кислород) подаются в газогенератор; получившийся нагретый горючий газ проходит очистку от пыли, смол и соединений серы и подается в камеру сгорания высоконапорного парогенератора, где сжигается. После расширения в турбине продукты сгорания поступают

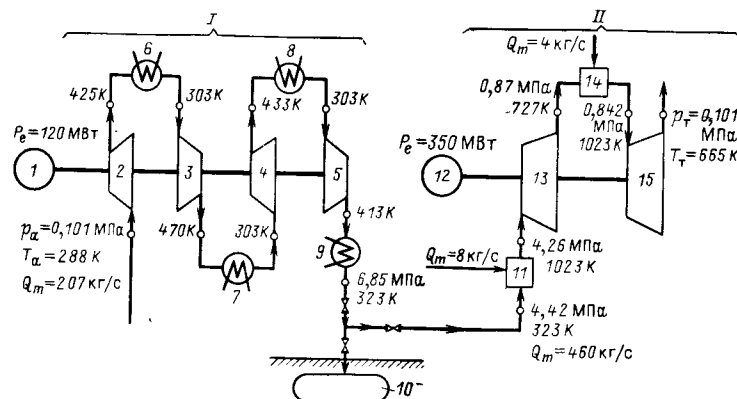


Рис. 3.23. Принципиальная схема и параметры ВАГТУ ЛМЗ:

1 – КГ; II – ТГ, 1 – электродвигатель; 2 – КНД; 3 – КСД-1; 4 – КСД-2; 5 – КВД; 6–8 – промежуточные воздухоохладители; 9 – конечный воздухоохладитель; 10 – воздушный аккумулятор; 11 – камера сгорания высокого давления; 12 – электрогенератор; 13 – ТВД; 14 – камера сгорания низкого давления; 15 – ТНД

в паровой экономайзер, где получается пар, направляемый в паровую турбину.

Среди способов газификации угля предпочтение отдается газификации в "кипящем" слое под избыточным давлением с воздушным или кислородно-воздушным дутьем и с подачей в газогенератор пара от постороннего источника (в ГТУ), от котла-утилизатора (в ПГУ) или от котла (в ПТУ).

В разрабатываемую отечественную ПГУ с внутрицикловой газификацией угля в "кипящем" слое включена газотурбинная установка ГТ-45-850 (ее параметры приведены в табл. 2.4), высоконапорный парогенератор ВПГ-600-140-545/545 и паровая турбина Т-180-130 [35]. За исключением агрегатов, обеспечивающих процесс газификации угля в кипящем слое, основные агрегаты этой ПГУ в принципе не отличаются от ПГУ на жидком и газообразном топливе (см., например, рис. 3.19).

В упомянутой в § 2.2 ПГУ электростанции "Келлерман" на угле газификация проводилась паровоздушной смесью под давлением 2 МПа с неполным его окислением в генераторе типа Лурги, со стационарным (плотным) слоем. Процесс газификации в кипящем слое имеет преимущества по сравнению с процессом газификации в плотном слое топлива, так как при этом способе в генераторном газе отсутствуют смолы и масла, термическое разложение которых заканчивается в пространстве над слоем.

При создании воздушно-аккумулирующих электростанций отечественное энергомашиностроение ориентируется на оборудование двух типов: 1) на ранее разработанные и выпускаемые (или выпущенные) агрегаты типа ГТ-25-700, ГТ-12-3 и ГТ-100; 2) на перспективные ГТУ типа ГТЭ-150.

Схема ВАГТУ первого типа (рис. 3.23), разработанная ЛМЗ, включает компрессорную группу с приводом от электродвигателя, питаемого от

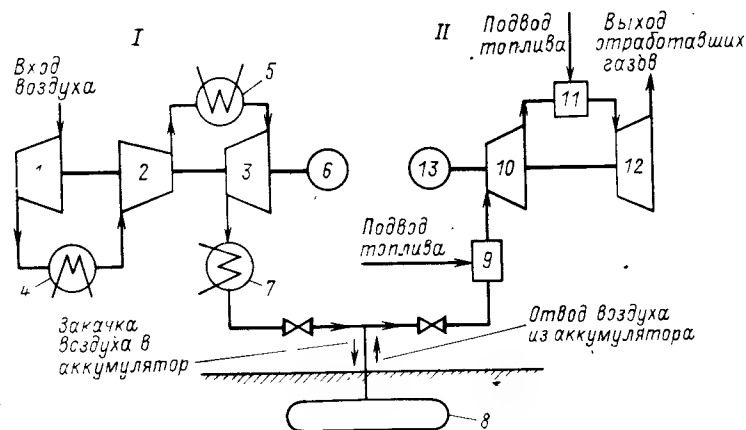


Рис. 3.24. Принципиальная схема ВАГТУ с использованием турбины установки ГТЭ-150 ЛМЗ:

I - компрессорная группа; II - турбинная группа; 1 - КНД; 2 - КСД; 3 - КВД; 4, 5 - промежуточные воздухоохладители; 6 - электродвигатель; 7 - конечный воздухоохладитель; 8 - воздушный аккумулятор; 9 - камера сгорания высокого давления; 10 - ТВД; 11 - камера сгорания низкого давления; 12 - ТНД; 13 - электрогенератор

сети, которая предназначена для заполнения воздушного аккумулятора, и турбинную группу, питаемую от воздушного аккумулятора и приводящую электрогенератор. Для перспективной ВАЭС мощностью 1000 МВт предполагается установка трех турбинных групп мощностью по 350 МВт каждая.

Турбинная группа установки представляет собой единый блок, состоящий из ТВД и ТНД на одном валу, и служит приводом серийно выпускаемого электрогенератора. В ней применяется без существенных изменений турбина низкого давления установки ГТ-100 ЛМЗ.

Расчетный удельный расход топлива (в пересчете на условное) в турбинной группе без регенератора ориентировочно должен составить 185–195 г/(кВт · ч) и 150–165 г/(кВт · ч) в турбинной группе с регенератором.

В проекте станции, выполненном НПО ЦКТИ, выбрана схема установки с одной камерой сгорания, с двойным промежуточным охлаждением воздуха в компрессорной группе. Мощность турбины равна 350, мощность компрессоров 240 МВт; температура перед турбиной 1193 К; давление в аккумуляторе 7 МПа. Особенностью этого варианта является высокая тепловая экономичность при максимальной конструктивной простоте и высокой степени унификации по наиболее эффективным турбомашинам и узлам установки ГТ-100 ЛМЗ.

Эффективная пиковая воздушно-аккумулирующая установка может быть разработана на базе ГТУ типа ГТЭ-150. Тепловая схема такой установки мощностью 500 МВт показана на рис. 3.24. В этой установке в качестве ТНД использована турбина установки ГТЭ-150. Для работы установки в генераторном режиме в течение 1 ч необходим аккумулятор

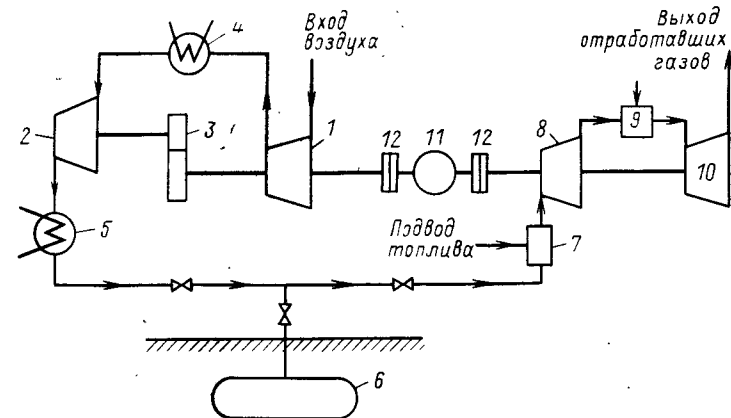


Рис. 3.25. Принципиальная схема ВАГТУ станции "Хунторф":

1 - осевая КНД; 2 - двухступенчатый центробежный КВД с охлаждением воздуха между ступенями; 3 - редуктор; 4 - промежуточный воздухоохладитель между компрессорами; 5 - конечный воздухоохладитель; 6 - воздушный аккумулятор; 7 - камера сгорания высокого давления; 8 - ТВД; 9 - камера сгорания низкого давления; 10 - ТНД; 11 - мотор-генератор; 12 - муфта

постоянного объема, равного 200 000 м³ либо аккумулятор постоянного давления объемом 50 000 м³.

Тепловая схема (рис. 3.25) пока единственной в мире работающей ВАГТУ "Хунторф" (см. § 2.2) отличается от рассмотренных проектных отечественных установок тем, что вместо двух электрических машин в ней применен единственный мотор-генератор, соединяемый саморасцепляющейся муфтой с компрессорной группой при работе ВАГТУ в компрессорном режиме, либо другой саморасцепляющейся муфтой с турбинной группой при работе в турбинном режиме. Такое объединение электрических машин рационально, поскольку позволяет значительно снизить капиталовложения в установку.

При разработке АЗГТУ на гелии с ядерным реактором в качестве источника энергии рассматриваются возможности компоновки всего энергосилового оборудования в полостях, образованных в корпусе из предварительно напряженного железобетона, например так, как показано на рис. 3.26, где три ГТУ вместе с реактором и другими агрегатами установлены в единый корпус. Такая компоновка называется интегральной; она предусмотрена для АЭС электрической мощностью 1100 МВт с тремя ГТУ мощностью по 360 МВт каждая [40]. ГТУ приводят электрогенераторы, непосредственно соединенные с валами ГТУ и расположенные внутри бетонной защитной оболочки. Большие мощности и размеры ГТУ приводят к тому, что размеры бетонной оболочки получаются очень большими: для описываемой АЭС диаметр оболочки свыше 79, высота 78 м.

Как показано в § 2.2, опыт работы замкнутых энергетических установок на гелии имеется лишь на станции в г. Оберхаузен (ФРГ), где установка работала на стенде не с ядерным, а с огненным подогревом гелия до температуры 1023 К. Установка (рис. 3.27) выполнена одновальной,

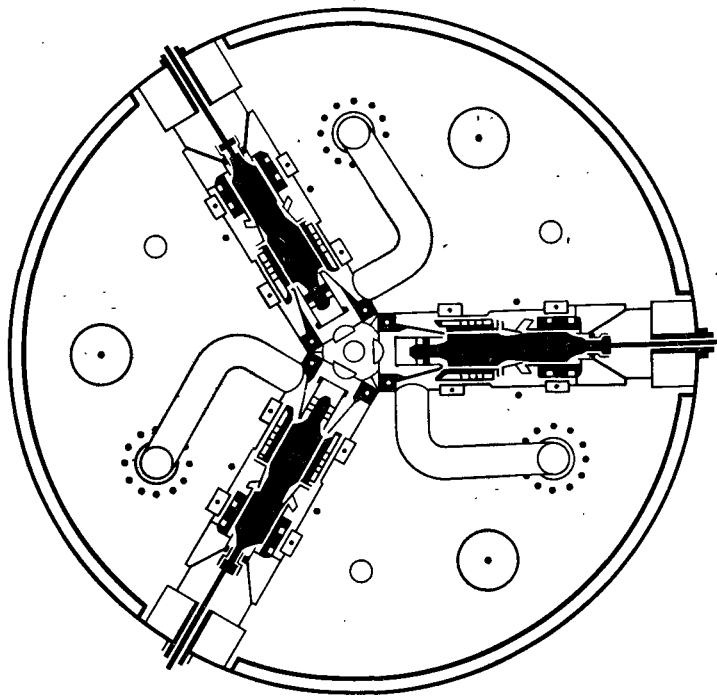
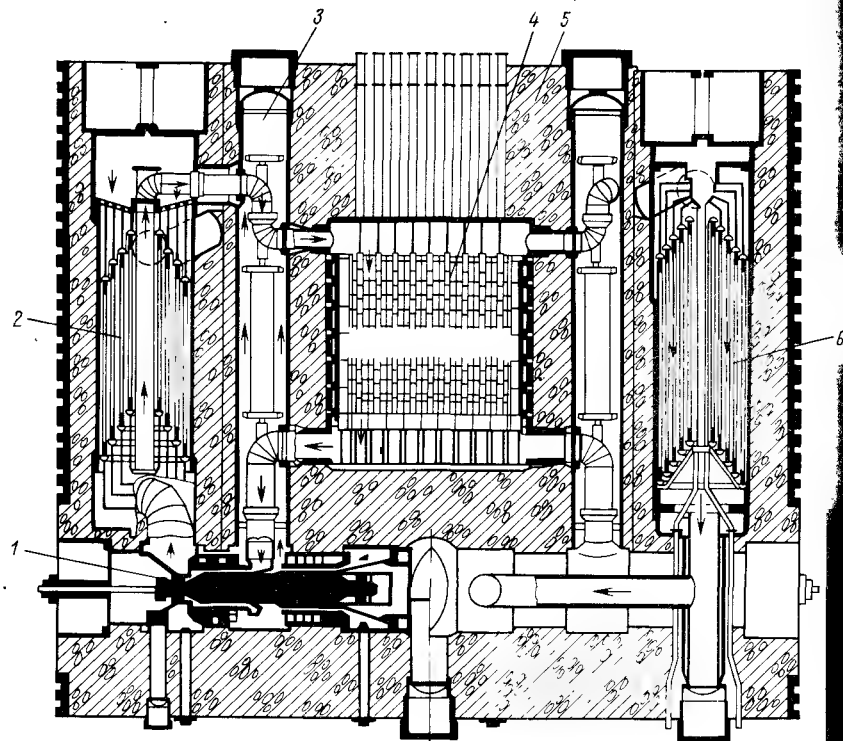


Рис. 3.26. Интегральная компоновка оборудования на АЭС (ФРГ):

1 — блок компрессора и газовой турбины; 2 — регенератор; 3 — регулирующие органы; 4 — активная зона реактора; 5 — бетонный корпус; 6 — газоохладитель

но для обеспечения оптимальных размеров компрессоров и турбины высокого давления вал, на котором эти агрегаты расположены, вращается с частотой 5500 мин^{-1} и соединяется с турбиной низкого давления, вращающейся с частотой 3000 мин^{-1} , не напрямую, а через редуктор. Тепловая схема этой установки в принципе не отличается от типичной схемы АЗГТУ, приведенной на рис. 1.6. Давление и расход ($84,3 \text{ кг/с}$) гелия выбраны так, чтобы обеспечить мощность установки около 50 МВт ; повышение давления и расхода обеспечивало в перспективе получение в этой же установке при ядерном подогреве мощности 300 МВт . Для лучшего сопротивления внутреннему давлению корпуса блока высокого давления КНД и ТНД выполнены сферическими. Для предотвращения утечек гелия стыки деталей корпуса герметизированы.

За последние 10–12 лет появилось несколько проектных проработок АЗГТУ различной мощности на гелии. Одна из наиболее современных конструкций АЗГТУ для АЭС интегральной компоновки разработана фирмами ФРГ и Швейцарии. Реактор тепловой мощностью 3000 МВт в этой установке служит источником теплоты для трех АЗГТУ электрической мощностью по 360 МВт каждая, турбоблоки которых расположены горизонтально, а три регенератора и три газоохладителя установлены в вертикальных каналах (см. рис. 3.26). Тепловая схема одной из трех АЗГТУ приведена на рис. 3.28. При указанных на схеме параметрах электрическая мощность АЗГТУ, равная 360 МВт , обеспечивается при расходе газа 539 кг/с и степени регенерации $0,87$. На схеме показан отбор гелия ($g_{\text{то}} = 3,1 \%$) за компрессором на охлаждение дисков, подшипников и других деталей турбины. Частота вращения ротора 3000 мин^{-1} ; КПД АЭС составляет около 36% .

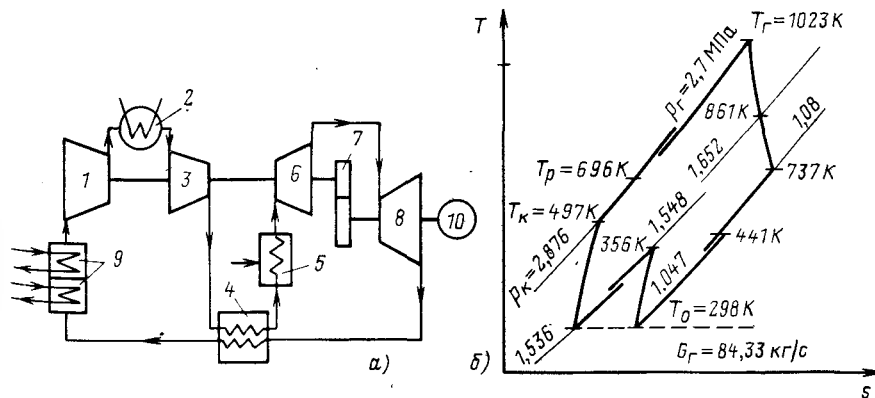


Рис. 3.27. Принципиальная схема (а) и T, s -диаграмма (б) ЗГТУ в г. Оберхаузен (ФРГ):

1 — КНД; 2 — промежуточный газоохладитель; 3 — КВД; 4 — теплообменник-рекуператор; 5 — газонагреватель; 6 — ТВД; 7 — редуктор; 8 — ТНД; 9 — конечной газоохладитель; 10 — электрогенератор

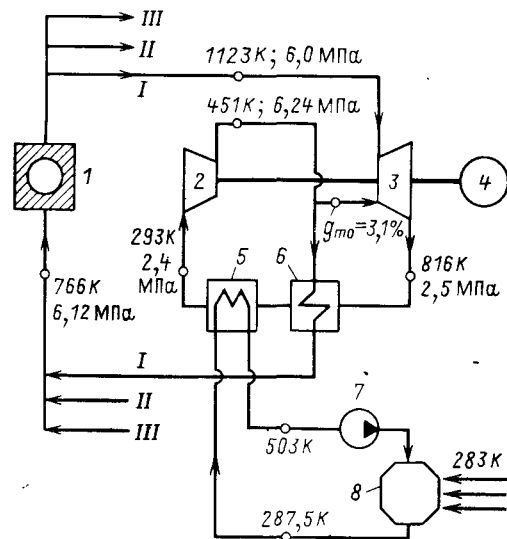


Рис. 3.28. Схема и параметры одноконтурной АЗГТУ:

I—III — три аналогичные схемы ГТУ; 1 — реактор; 2 — компрессор; 3 — турбина; 4 — электрогенератор; 5 — гелиевый охладитель; 6 — теплообменник-рекуператор; 7 — насос; 8 — сухая градирня

На основе существующих разработок фирма "Броун Бовери" выполнила проект АЗГТУ единичной мощностью 1240 МВт, являющейся, по-видимому, предельной по условиям прочности лопаток турбины.

Фирма "Дженерал атомик" (США) совместно с фирмами "Пратт-Уитни", "Дженерал электрик" и "Броун Бовери" разрабатывает АЭС с ГТУ, в которой в качестве источника мощности выбран ядерный реактор с гелиевым охлаждением тепловой мощностью 3000 МВт; он обслуживается тремя ГТУ электрической мощностью по 400 МВт, каждая из которых работает на свой электрогенератор. Схема турбокомпрессора АЗГТУ мощностью 400 МВт приведена на рис. 3.29. Размеры лопаток и дисков компрессоров и турбин установки выбирались так, чтобы их можно было изготовить на имеющемся оборудовании, предназначенном для изготовления соответствующих деталей ГТУ открытого цикла мощностью 100 МВт типа TG-50 (см. табл. 2.5).

Из-за особенностей свойств гелия (большая удельная теплоемкость, малая сжимаемость и др.) числа ступеней компрессоров и турбин получаются большими.

При разработках АЗГТУ трудно решается проблема создания осевых и радиальных подшипников и уплотнения масляных полостей. Трудность разработки подшипников определяется тем, что роторы турбомашин получаются тяжелыми, а осевые нагрузки значительными.

Утечки смазочного масла в контур с рабочим телом недопустимы.

Для эффективного уплотнения масляной полости и уменьшения длины участка вала, на котором располагаются элементы лабиринтного уплотнения, предложена конструкция уплотнения, показанная на рис. 3.30.

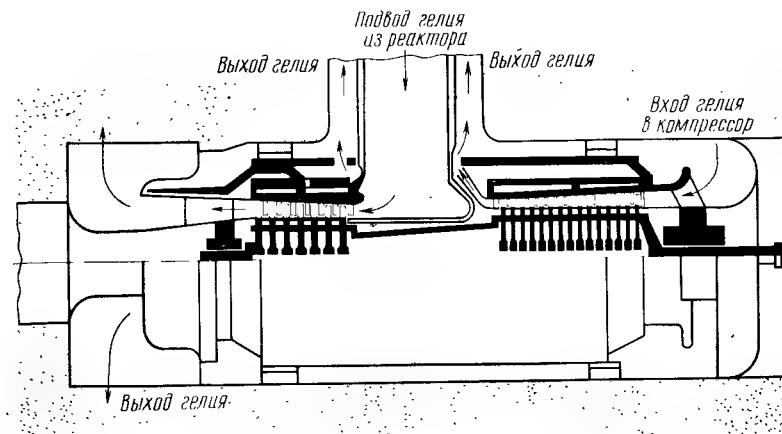


Рис. 3.29. Блок компрессор-турбина АЗГТУ мощностью 400 МВт

Это многоступенчатое уплотнение со ступенями, расположенными концентрично в радиальном направлении. Лишь небольшое (5 %) количество уплотняющего гелия попадает в полость подшипника, после чего отделяется в системе сепарации.

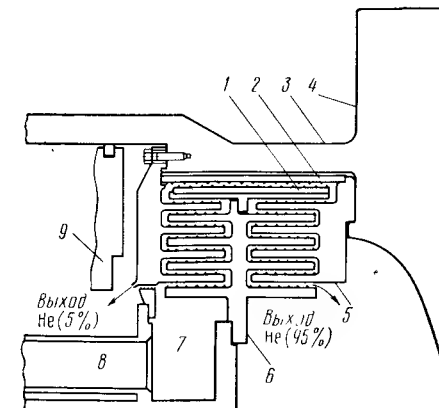
Кроме описанного лабиринтного уплотнения в проектах ЗГТУ рассматриваются масляные концевые уплотнения, подшипники-уплотнения, работающие на эвтектическом сплаве свинца и висмута (такое уплотнение значительно более эффективно, чем масляное), и контактные уплотнения с плавающими графитовыми кольцами [27].

Трудности уплотнения гелиевых турбомашин существенно упростятся, если в качестве опор применять подшипники на газовой смазке; в ЗГТУ на гелии этой смазкой может служить сам гелий. Газовые подшипники нашли применение в турбомашинах небольшой мощности (например, в ГТУ для космических и подводных объектов [27]). Для тяжелых роторов они еще находятся в стадии разработки.

Перспективы развития АЗГТУ с ВТГР в определенной степени связы-

Рис. 3.30. Схема уплотнения подшипникового узла турбокомпрессорного блока АЗГТУ:

1 — разъемная неподвижная втулка; 2 — втулка на валу; 3 — конец вала; 4 — диск ротора; 5 — вращающийся элемент уплотнения с острыми гребешками; 6 — неподвижный элемент уплотнения с острыми гребешками; 7 — демпферная камера с гелием; 8 — подвод гелия к камере 7; 9 — подшипник



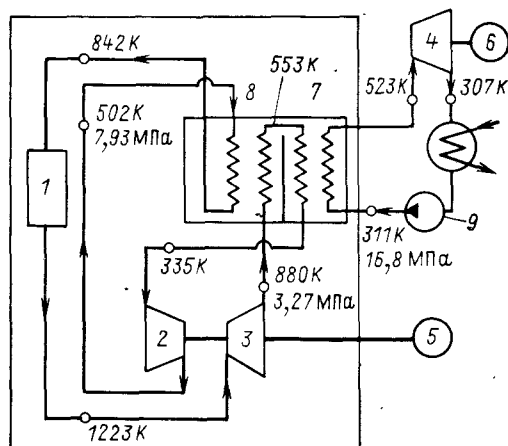


Рис. 3.31. Схема бинарной гелиево-аммиачной энергоустановки с ядерным реактором:
1 – реактор; 2 – компрессор; 3 – газовая турбина; 4 – паровая (аммиачная) турбина; 5 – электрогенератор мощностью 1540 МВт; 6 – электрогенератор мощностью 460 МВт; 7 – гелиевый охладитель (аммиачный парогенератор); 8 – регенератор; 9 – насос

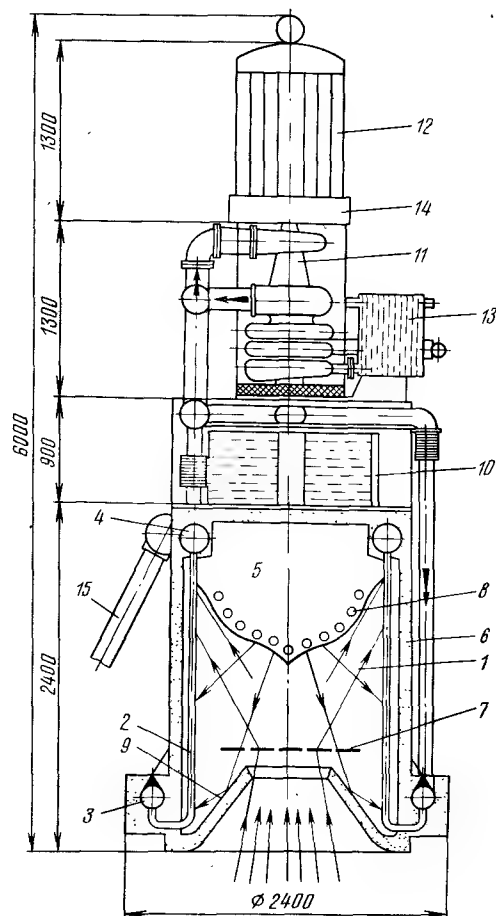


Рис. 3.32. Приемник солнечных лучей и блок ГТУ для СЭУ мощностью 250 кВт:

1 – приемник; 2 – трубы нагревателя; 3 – коллектор подвода воздуха; 4 – коллектор отвода воздуха; 5 – конус-распределитель солнечных лучей; 6 – корпус приемника с изоляцией; 7 – фокальная плоскость; 8 – охлаждающие трубы; 9 – отражательная стенка; 10 – регенератор; 11 – турбоблок; 12 – генератор; 13 – промежуточный воздухоохладитель; 14 – редуктор; 15 – стойка параболического зеркала

ваются с применением ПГУ. Если температура гелия после реактора не ниже 1220 К, то при $\pi_k = 2 \div 2,5$, характерных для АЗГТУ, можно осуществить ПГУ с экономичным паротурбинным циклом на сверхкритических параметрах; КПД ПГУ при этом может достигать 51–53 % [12].

Включение ГТУ в состав генерирующего оборудования на АЭС с паровыми турбинами рассматривается как один из способов решения проблемы покрытия переменной части суточного графика электрических нагрузок [50]. В такой ПГУ можно получить дополнительную маневренную мощность сверх той, которую выдает ГТУ, равную 10–12 % номинальной мощности паровой турбины. В тех случаях, когда располагаемый температурный интервал недостаточен для осуществления пароводяного цикла, рассматривают другие низкокипящие вещества, например фреоны, которые обладают хорошими эксплуатационными качествами (неядовиты, невзрывоопасны, не воспламеняются и др.) [16]. При применении АЗГТУ простого цикла с $T_r = 1223$ К и $p_r = 4,8$ МПа с одной ступенью сжатия и одной ступенью расширения и фреонового контура (с фреоном-22) с начальной температурой фреона 773 и 817 К КПД бинарного цикла достигает 45–48 %.

Фирма "Дженерал атомик" определила перспективные параметры бинарной ЗГТУ с ядерным реактором и аммиаком в качестве рабочего тела второго контура (схема на рис. 3.31). Полезная электрическая мощность всей установки составляет примерно 4000 МВт; полный КПД АЭС 50 %. Детальные проработки турбины на аммиаке показали, что по размерам и параметрам она весьма похожа на современные турбины на водяном паре среднего давления.

Конструкционные проработки солнечных ГТУ в литературе встречаются крайне редко. В качестве примера компоновочного решения СЭУ тарельчатого типа с ГТУ на рис. 3.32 показан приемник солнечных лучей и блок ГТУ. Основные особенности СЭУ ясны из подписи к этому рисунку.

3.3. Технологические и утилизационные ГТУ

ГТУ, входящие в состав технологических и утилизационных установок, работают, как правило, при низких температурах и давлениях, к ним не предъявляются требования высокой экономичности. По этим причинам конструкции таких ГТУ отличаются простотой; вместе с тем узлы некоторых ГТУ этого типа должны работать в эрозивных или коррозионных средах.

В одной из установок для производства разбавленной азотной кислоты в газовой турбине используется теплота нитрозных газов, выходящих из химического реактора, с давлением на расчетных режимах 0,54 МПа и температурой 973 К [1]. Теплота отработавших в турбине газов используется в котле-утилизаторе и в экономайзере для генерирования технологического пара. Газовая турбина служит для привода воздушных компрессоров низкого и высокого давлений, сжимающих воздух с расходом 12,9 кг/с до давления 0,73 МПа при температуре 403 К. Вал КНД соединен с валом турбины непосредственно, а вал КВД – через редуктор. Между компрессорами установлен воздухоохладитель. Для пуска ГТУ перед турбиной установлена камера сгорания, работающая на природном газе; она же позволяет осуществить автономную работу

ГТУ. На переменных режимах турбина отдает избыточную мощность электрогенератору. В такой установке применен газотурбинный агрегат типа ГТТ-3 НЗЛ. Он скомпонован в едином блоке и смонтирован на единой фундаментной раме. Турбогруппа установки включает 16-ступенчатый осевой компрессор низкого давления и 7-ступенчатую газовую турбину. Корпус турбогруппы литой, имеет горизонтальный разъем.

В более современных схемах производства азотной кислоты (например, в АК-72) используется двухвальная ГТУ типа ГТТ-12 НЗЛ. Температура газа перед турбиной высокого давления установки ГТТ-12 равна 1020 К. Как и установка ГТТ-3, установка ГТТ-12 скомпонована в едином блоке на общей фундаментной раме. Конструкция ГТУ подобна конструкциям установок типов ГТ-700-5 и ГТ-750-6 НЗЛ, выпускавшихся для ГПА.

В установках типа ГТТ в процессах сжатия в компрессорах и расширения в турбинах участвуют рабочие тела с разными массовыми расходами и физическими свойствами. Полезная мощность с валов ГТТ на расчетном режиме не снимается — она полностью затрачивается на привод компрессоров, обеспечивающих технологический процесс производства необходимыми расходами сжатого воздуха и окислительных газов заданных параметров.

По таким же принципам конструирования могут выполняться ГТУ, включаемые в технологические схемы производства аммиака и в процессы коксохимического производства. В одном из возможных процессов коксохимического производства ГТУ, состоящая из компрессора, камеры сгорания и турбины, служит для привода КВД, подающего сжатый коксовый газ в технологическую магистраль для переработки [1]. Топливом в камере сгорания служит очищенный коксовый газ, предварительно подогреваемый до 520–570 К отработавшими в турбине продуктами сгорания. Часть очищенного и нагретого коксового газа расширяется в турбодетандере, приводящем КНД. Полезная мощность с вала ГТУ в этой установке не снимается.

В процессе производства серной кислоты газовая (точнее, воздушная) турбина приводит компрессор, сжимающий атмосферный воздух и прокачивающий его через трубные элементы, установленные в печи для обжига серного колчедана. Прокачка воздуха через трубные элементы необходима для поддержания температуры в печи за счет охлаждения на определенном уровне. Нагретый до 870–920 К и сжатый воздух поступает в воздушную турбину. Ее избыточная мощность используется для привода электрогенератора.

Во всех рассмотренных выше случаях применения ГТУ их компрессоры и турбины работают на рабочих телах с незначительным содержанием пыли. Совершенно иные условия характерны для ГТУ, работающих на доменном газе, который даже после сухой очистки имеет запыленность до 5 мг/м³ и выше. Для более полной очистки от пыли газ проходит "мокрую" электростатическую очистку, после чего подогревается сначала в регенеративном теплообменнике (до 540–570 К), а затем в смешивающем подогревателе (до 720 К) теплотой, выделившейся при сгорании топлива в сжатом воздухе, отбираемом из доменной воздуходувки.

При расчетном давлении газа перед турбиной 0,24 МПа и объемном расходе $1,5 \cdot 10^5$ м³/ч полезная мощность ГУБТ, передаваемая электрогенератору, составляет около 6 МВт.

По несколько упрощенной схеме (без регенеративного подогревателя) ГМЗ серийно выпускает установки типа ГУБТ нескольких типоразмеров мощностью 6–12 МВт при давлении доменного газа на выходе из печи 0,16–0,25 МПа. Газовая турбина для ГУБТ ГМЗ выполнена двухступенчатой, с ротором дискового типа. Сопловой аппарат первой ступени выполнен регулируемым, что дает возможность изменять массовый расход доменного газа через турбину при изменении параметров при выходе из печи. Особенность конструкции турбины — наличие дроссельного устройства в виде двухрядной кольцевой поворотной диафрагмы при входе в турбину. Оно служит для перевода турбины в режим холостого хода при внезапных сбросах внешней нагрузки.

На предприятиях нефтеперерабатывающей промышленности ГТУ могут применяться в составе технологических установок для комплексной переработки нефти. В этом случае ГТУ служит для привода компрессоров и подачи сжатого воздуха и азота в технологическую линию.

Глава четвертая. КОНСТРУКЦИОННЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

4.1. Судовые ГТУ

На водоизмещающих судах и кораблях применяются ГТУ двух типов: тяжелого (промышленные) и легкого (специальные судовые или преобразованные из авиационных). На СВП и СПК применяются исключительно ГТУ легкого типа. Общая тенденция судового газотурбостроения такова, что ГТУ тяжелого типа в последнее время уступают место ГТУ легкого типа.

Примером ГТУ тяжелого типа может служить судовая установка ГТУ-20 Ленинградского Кировского завода для сухогрузного судна "Парижская Коммуна". Наличие воздухоохладителя и регенератора с довольно высокой степенью регенерации ($\sigma_p = 0,78$) позволило иметь в установке ГТУ-20 с низкой начальной температурой газа ($T_1 = 1023$ К) умеренный для начала 1960-х годов удельный расход топлива (мазута) $c_g \approx 306$ г/(кВт · ч) на номинальном режиме. Благодаря применению усложненной тепловой схемы, прежде всего регенерации, экономичность установки оставалась почти постоянной в диапазоне мощностей от 70 до 100 % номинальной. Однако из-за наличия регенератора масса каждого ГТД мощностью по 4780 кВт очень велика (55 т), т.е. его удельная масса равна 11,5 кг/кВт. Из общей массы основная часть (33,3 т) приходится на регенератор, к тому же значительно увеличивающий ширину (почти на 2 м) и высоту (на 1,6 м) установки.

Применяемые за рубежом тяжелые судовые ГТУ промышленного типа (MS3000, MS5000 и др.) по своим основным конструкционным параметрам почти полностью повторяют приводные ГТУ (см., например, рис.

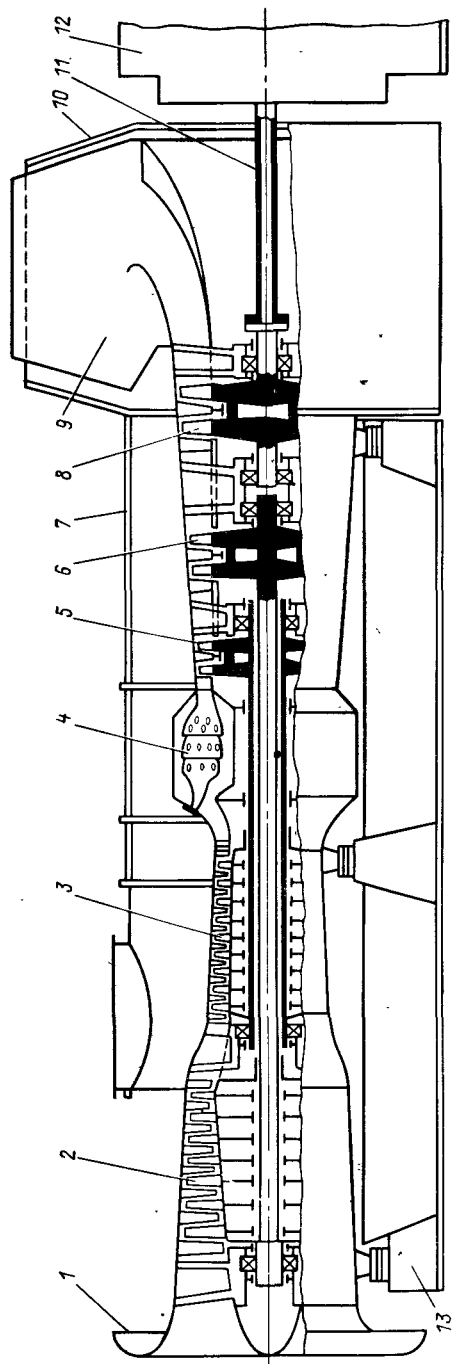


Рис. 4.1. Схема судового ГТД прямоточного типа с двухкаскадным компрессором

3.6); различия вызваны особенностями применения ГТУ в морских условиях и работы на более тяжелых сортах топлива, чем природный газ.

Стремление к уменьшению массы и размеров судовых ГТУ привело к разработке легких двигателей. Легкие двигатели компонуются по так называемому прямоточному принципу: во всех агрегатах двигателя рабочее тело движется в основном в направлении его оси. Принципы конструирования легких прямоточных судовых ГТД можно показать на примере двигателя, схема которого приведена на рис. 4.1. ГТД состоит из воздухозаборника 1, КНД 2, КВД 3, камеры сгорания 4, ТВД 5, ТСД 6 и ТНД (турбины винта) 8. КВД приводится во вращение ТВД, КНД — турбиной среднего давления (вал КНД—ТСД проходит внутри вала КВД—ТВД; это конструкция "вал в валу", рассмотренная ранее, см. рис. 3.3). Турбина винта вырабатывает полезную мощность, которая через редуктор 11 и редуктор 12 передается винту. Три турбины вращаются с различной частотой. Все элементы ГТД смонтированы на общей раме 13. Кожух 10 газоотводного патрубка 9 сообщается с кожухом двигателя 7.

Иногда в судовых ГТУ применяется газовый реверс (двухъярусные ступени силовой турбины или ступени заднего хода) [2]. Его использование позволяет улучшить показатели маневренности ГТУ, упростить реверс и уменьшить его стоимость, например, по сравнению со стоимостью ГТУ с винтом регулируемого шага. Для осуществления газового реверса турбина, приводящая во вращение гребной винт, выполняется с двухъярусными лопатками. Верхний (периферийный) ярус лопаток обеспечивает передний ход, а нижний (корневой) — задний ход.

Как указано в § 2.4, основное применение в качестве главных двигателей на судах и кораблях за рубежом нашли преобразованные (конвертированные) для морских условий авиационные двигатели. Естественно, применение авиационных двигателей в условиях, для которых они не предназначались, требует существенных переделок не только некоторых узлов, но и схемы самого двигателя. Объем и содержание переделок определяются в основном типом авиационного двигателя, взятого за базовый [27].

В § 2.4 показана тенденция к применению теплоутилизационного контура в судовых ГТУ, т.е. перехода к ГПУ с целью повышения эффективности судовых установок. В контуре получается пар, работающий в паровой турбине, мощность которой через общий с ГТУ редуктор передается винту. Утилизация теплоты за ГТУ позволяет увеличить ее мощность на 25—30 % без дополнительного расхода топлива. В отличие от регенерации введение утилизации не нарушает прямоточность ГТУ.

По схеме с теплоутилизационным контуром изготовлен ГГТА М25 для ролкера "Капитан Смирнов" (см. § 2.4). Принципиальная тепловая схема ГТУ этого типа представлена на рис. 4.2. На судне предусматривается перекрестная работа ГТД и паровой турбины: в случае неполной загрузки или при пониженной скорости судна на номинальной мощности работают ГТД одного борта и паровая турбина другого борта.

ГТД состоит из семиступенчатого КНД, девятиступенчатого КВД, трубчато-кольцевой камеры сгорания и двухступенчатой ТНД, крутящий момент которой через упругую муфту передается редуктору. Корпус ГТД

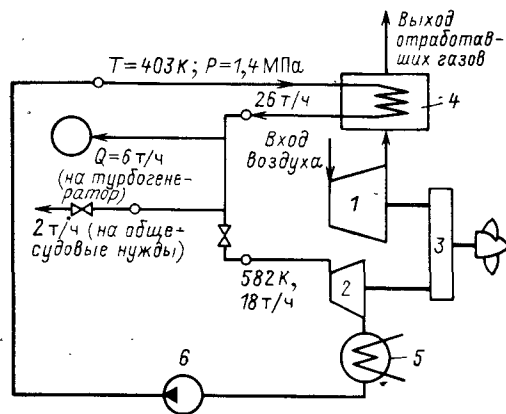


Рис. 4.2. Схема ГТУ М25:

1 – ГТД; 2 – паровая турбина; 3 – редуктор; 4 – котел-утилизатор; 5 – конденсатор; 6 – питательный насос

имеет вертикальные разъемы. Охлаждение корпуса воздушное с помощью эжектора.

Утилизационный парогенератор в сечении имеет прямоугольную форму и расположен над газоотводной улиткой ГТД.

Отличительной особенностью установки является ее реверсивность: в ней обеспечивается реверс за счет изменения направления вращения турбины винта путем перераспределения потока газов реверсивными органами. Паровая турбина при этом автоматически отключается от редуктора, а пар от котла-утилизатора сбрасывается в конденсатор. ГГТА обладает высокой ремонтоспособностью: за 2–3 ч в условиях эксплуатации может быть заменен любой навешенный агрегат ГТД (коробка приводов, топливный, масляный насосы и др.). Предусмотрена возможность полной замены ГТД одним из двух запасных силами команды за 48 ч.

ГГТА полностью автоматизированы и могут эксплуатироваться без постоянной вахты в машинном отделении. Пуск, остановка, управление ГГТА, а также контроль за его работой осуществляются при помощи системы дистанционно-автоматического управления из рулевой рубки и поста дистанционного управления.

При повышении температуры газа перед турбиной ГТД может быть значительно снижен удельный расход топлива: уже при $T_T = 1220 \text{ K}$ $c_e \leq 207 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ при оптимальных параметрах теплоутилизационного контура.

Одна из возможных схем ГТУ на химическом топливе для подводных подвижных аппаратов (ППА) показана на рис. 4.3. Водород и кислород из цистерн через теплообменники подаются в каталитическую камеру сгорания, заполненную шариками палладия в оболочке из оксида алюминия. Такие камеры сгорания могут работать около 250 ч. Замкнутый рабочий контур, состоящий из компрессора, турбины, нагревателя газа, регенератора (рекуператора) и конечного газоохладителя, заполнен гелий-ксеноновой смесью. В камере сгорания образуется смесь водорода

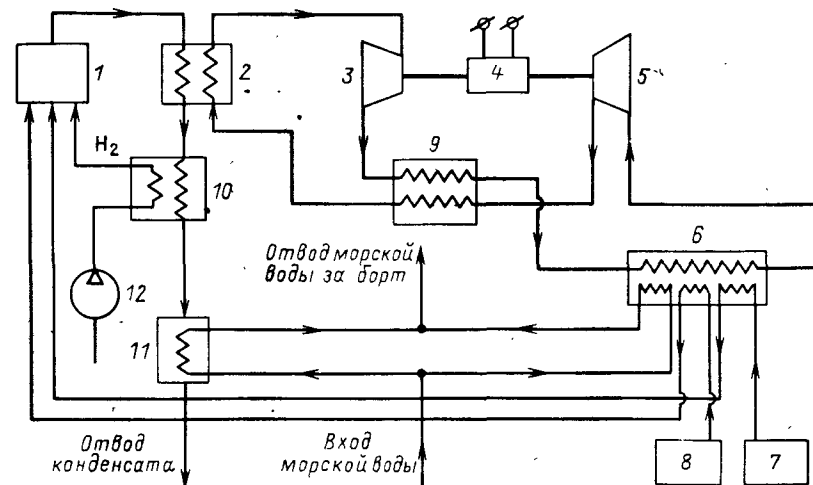


Рис. 4.3. Схема ГТУ на химическом топливе для подвижных подводных объектов:

1 – каталитическая камера сгорания водорода; 2 – газонагреватель; 3 – турбина; 4 – электрогенератор; 5 – компрессор; 6 – теплообменник; 7 – цистерна с водородом; 8 – цистерна с кислородом; 9 – рекуператор; 10 – экономайзер; 11 – конденсатор водяных паров; 12 – вентилятор

и воды, теплота от которой передается рабочему телу ГТУ в теплообменнике, из которого смесь поступает в экономайзер. Здесь происходит подогрев газообразного избыточного водорода, возвращаемого в камеру сгорания из конденсатора. Конденсат либо откачивается за борт насосом (на схеме не показан), либо выталкивается благодаря избыточному давлению в цикле. Такие установки могут создаваться на мощности 20–100 кВт при КПД до 40 %. Основной недостаток установки – относительная сложность конструкции и необходимость размещения оборудования в прочном корпусе ППА или прочном контейнере. Достоинствами ГТУ являются высокая экономичность и отсутствие газообразных продуктов реакции, удаляемых за борт. Удельная энергия ГТУ может достигать $200 \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг}$, что более чем в 2 раза превышает этот показатель для батареи с серебряно-цинковыми аккумуляторами.

4.2. Локомотивные ГТУ

ГТУ первых отечественных и зарубежных газотурбовозов (см. § 2.5) выполнялись по простейшей одновальной схеме с электрической передачей постоянного тока. Двухвальный ГТД может применяться в газотурбовозах с механической передачей. КПД такой передачи может достигать 92 %, а стоимость в 10–20 раз меньше стоимости электрической передачи постоянного тока [5]. Перспективной считается, кроме механической, передача переменного тока. Она состоит из синхронного генератора трехфазного тока, соединенного с валом тяговой турбины, и корот-

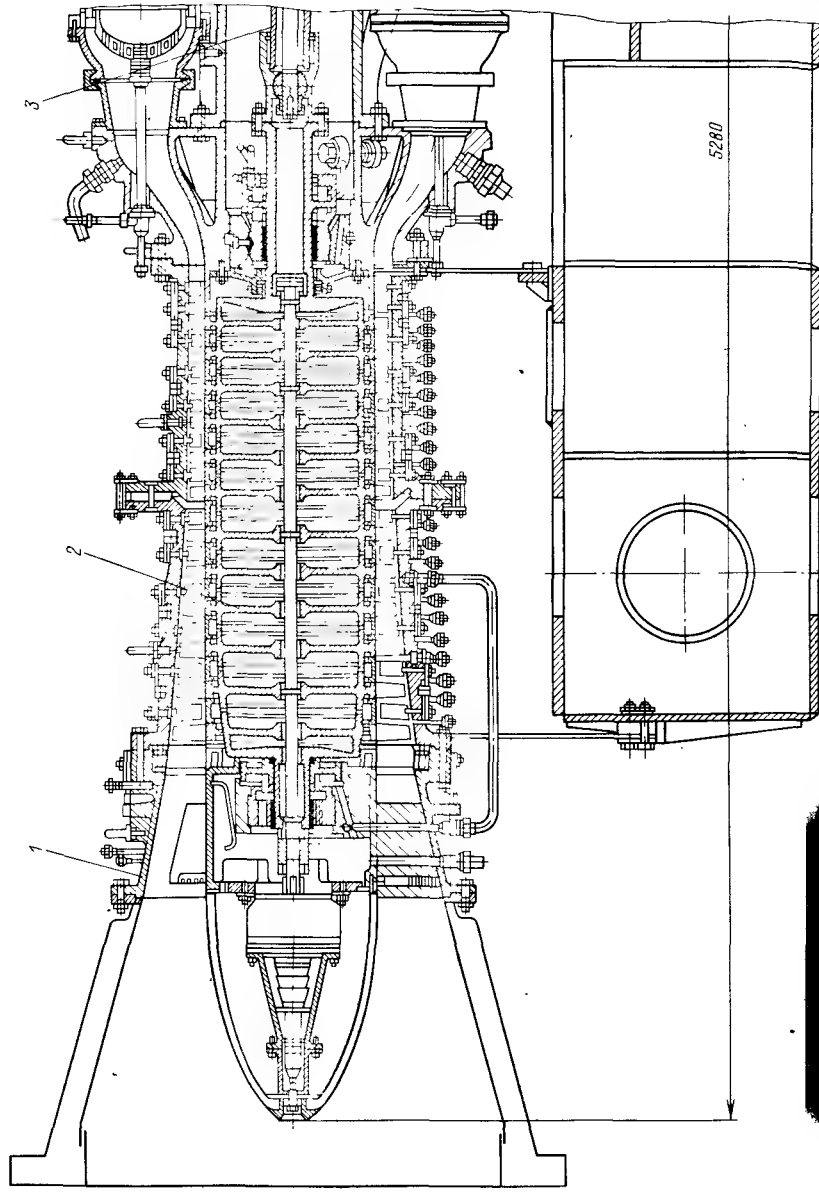
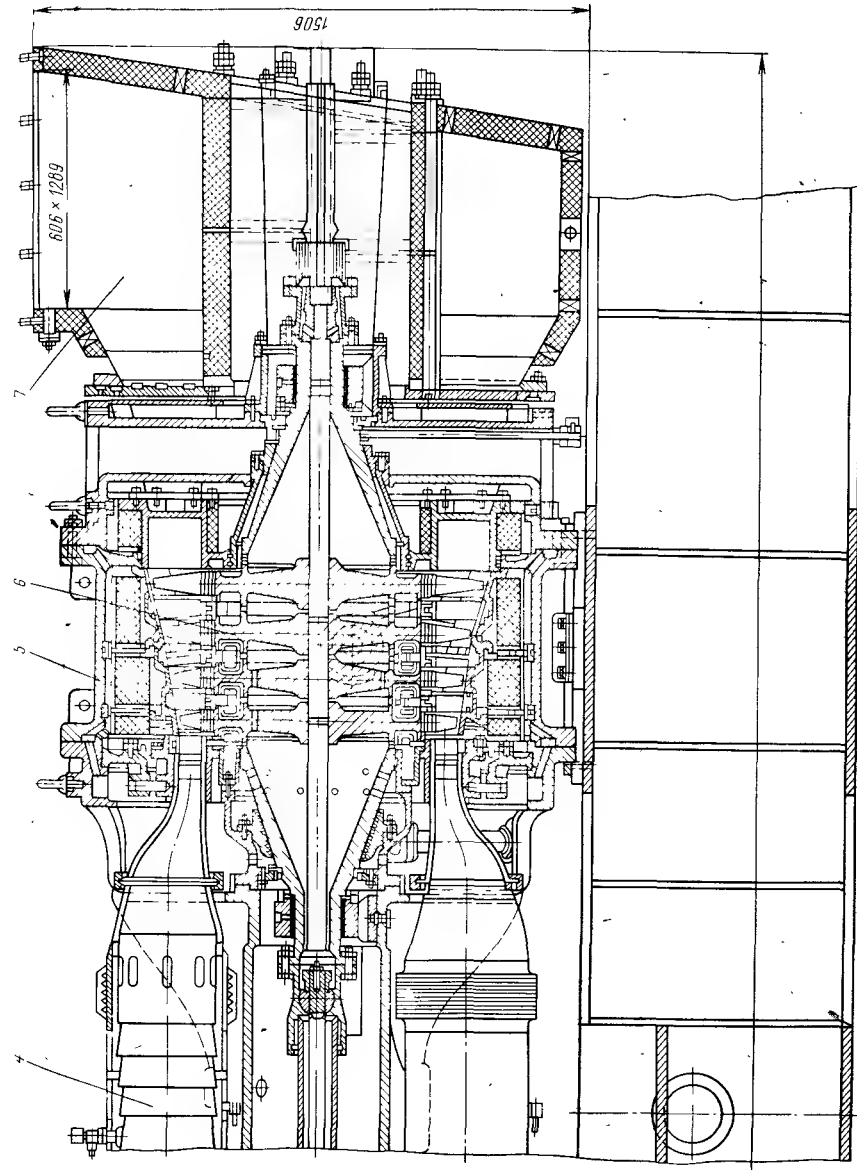


Рис. 4.4. Продольный разрез локомотивного ГТД Коломенского теплового завода им. В.В. Куйбышева.

1 — корпус компрессора; 2 — ротор компрессора; 3 — промежуточный вал; 4 — камера сгорания; 5 — корпус турбины; 6 — ротор турбины; 7 — выходной патрубок турбины



козамкнутых асинхронных тяговых двигателей, соединенных через редукторы с движущими колесами.

Первый отечественный двигатель (рис. 4.4) для локомотива был спроектирован с весьма умеренными параметрами термодинамического цикла, и его КПД был низок. Опытный осевой компрессор имел поворотные направляющие аппараты всех 12 ступеней, что облегчило доводку. Ротор компрессора дискобарабанной конструкции. Воздух из компрессора поступает в блок из шести секционных камер сгорания, работающих как на дизельном, так и на более тяжелом топливе. Конструкция камер сгорания и их крепление к корпусу двигателя допускают простую и быструю разборку камер и замену жаровых труб.

Газовая турбина четырехступенчатая, ротор ее дискобарабанный. Как и в роторе компрессора, предусмотрена центровка дисков и передача крутящего момента с помощью торцевых шлицов (хиртов). Роторы компрессора и турбины стягиваются центральными стяжными болтами и соединяются между собой промежуточным валом со сферическими муфтами, допускающими некоторую несоосность валов.

Недостатки первых двигателей (в первую очередь низкий КПД) в значительной мере устранены в проекте ГТД второго поколения (1969–1970 гг.). Его мощность составляет 4420 (5550) кВт (в разных вариантах), двигатель спроектирован трехвальным с промежуточными охлаждением и подогревом и с регенерацией. Общая степень повышения давления $\pi_k \approx 12,3$ достигается в КНД ($\pi_{k1} \approx 3,5$) и КВД ($\pi_{k2} \approx 3,5$): расход воздуха 20 (22,6) кг/с. Температура газа перед ТВД и перед тяговой ТСД одинакова и равна 1123 К. Двигатель имеет две секционные камеры сгорания, пластинчатый противоточный рекуператор со степенью регенерации 0,75 (0,8), а также пластинчатый противоточный воздухоохладитель. Несмотря на усложнение конструкции, удельная масса этого двигателя (2,71–2,53 кг/кВт) меньше, чем у первых двигателей этого завода (около 3 кг/кВт). Двигатель предназначен для работы с электрической передачей переменного-постоянного или переменного тока.

В перспективе по такой схеме могут выполняться локомотивные ГТД мощностью до 14 МВт, в том числе и с ядерным источником энергии.

Выпускавшиеся серийно в США ГТД мощностью 3580 кВт для локомотивов (см. § 2.5) выполнялись одновальными, работали по простейшему термодинамическому циклу без регенерации при температуре газа перед двухступенчатой турбиной 978 К и степени повышения давления в 15-ступенчатом компрессоре $\pi_k = 6$. КПД двигателя на расчетном режиме составлял 17%. Мощность от двигателя на ведущие колеса локомотива передавалась посредством электрической передачи. Ротор ГТД был четырехопорным. В выпускавшихся затем ГТД мощностью 6250 кВт были использованы многие конструктивные элементы ГТД мощностью 3580 кВт. Новым в конструкции двигателя было применение двухопорного ротора, десяти камер сгорания обратного тока. КПД двигателя при $T_r = 1061$ К был значительно выше, чем у предыдущего, и составлял 20 %. На газотурбовозе также применялась электрическая передача мощности с вала двигателя на оси локомотива.

4.3. ГТД колесных и гусеничных машин

Большая часть ГТД колесных и гусеничных машин (АГТД) выполняются и проектируются как регенеративные; АГТД любой мощности практически не имеют иных возможностей для повышения топливной экономичности, кроме применения регенерации теплоты отработавших газов.

В АГТД малой мощности используются почти исключительно вращающиеся теплообменники; такие же теплообменники применяются на некоторых ГТД средней мощности (см. табл. 2.10).

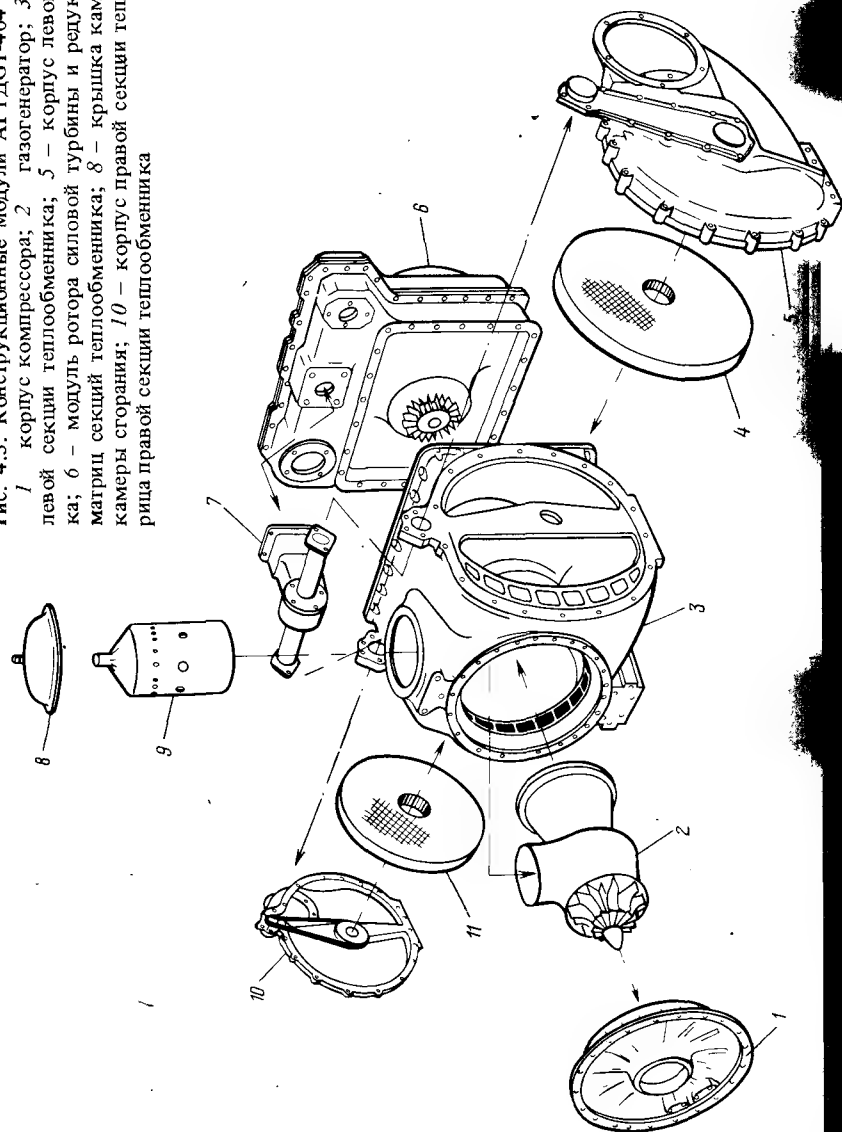
Практикой автомобильного газотурбостроения накоплен большой опыт создания АГТД различных схем — от одно- до трехвальных с различными трансмиссиями. Но в основном АГТД строились по двухвальным схемам, а улучшение характеристик установок обеспечивалось либо регулированием узлов двигателей (введением РСА, входных направляющих аппаратов, систем связи между валами), либо усложнением передачи. В начале 1970-х годов опытные двигатели ведущих зарубежных двигателестроительных фирм "Форд", "Дженерал моторс", "Бритиш Лейланд" выполнялись двухвальными, имели двухсекционные (двухдисковые) вращающиеся керамические теплообменники с высокой степенью регенерации (до 0,9 на расчетном режиме), индивидуальные камеры сгорания и РСА силовой турбины, которой служила турбина низкого давления. Лишь фирма "Дженерал моторс" применяла на своих АГТД соединение валов турбины газогенератора и силовой турбины посредством специальной муфты вместо РСА. Двигатели выполнялись блочными, достаточно простыми по конструкции (как, например, двигатель GT-404 и его модификации GT-505 и GT-605, рис. 4.5; см. также табл. 2.10). По двухвальной схеме, но без РСА и системы соединения валов, был выполнен отечественный двигатель ГАЗ-99.

Среди современных и перспективных АГТД двухвальные двигатели с двухдисковыми вращающимися теплообменниками преобладают: по такой схеме выполнены АГТД GT-404, УТР-12, АГТ-100, VW-GT-150, НАМИ (мощностью 258 кВт) (см. табл. 2.10), несмотря на то, что их мощности и параметры цикла заметно различаются. Двухвальными с теплообменниками рекуперативного типа (со стационарными теплообменниками) выполняются АГТД GT-601, GT-1801, MTU, G-135 (см. табл. 2.11). Интересным представителем АГТД этого типа служит двигатель GT-601 фирмы ИТИ (некоторые его эксплуатационные особенности рассмотрены в § 2.6).

Двигатель GT-601 (рис. 4.6) представляет собой двухвальный ГТД со стационарным противоточным секционным теплообменником, двухступенчатым центробежным компрессором, индивидуальной тангенциальной расположенной камерой сгорания, радиальной центробежной турбиной компрессора и двухступенчатой осевой силовой турбиной, снабженной регулируемыми сопловыми аппаратами обеих ступеней.

Двигатель GT-1801 (см. табл. 2.11) отличается от ГТД GT-601 не только существенно большей мощностью, но и значительно более высокими начальной температурой газа и степенью повышения давления.

Рис. 4.5. Конструктивные модули АГТДСТ-404 (см. также табл. 2.10):
1 — корпус компрессора; 2 — газогенератор; 3 — корпус; 4 — матрица
левой секции теплообменника; 5 — корпус левой секции теплообменни-
ка; 6 — модуль ротора силовой турбины и редуктора; 7 — узел привода
матрицы секций теплообменника; 8 — крышка камеры сгорания; 9 — узел
камеры сгорания; 10 — корпус правой секции теплообменника; 11 — мат-
рица правой секции теплообменника



Поэтому он более экономичен не только на номинальном режиме, но и на режимах частичной мощности (рис. 4.7). Конструкционная схема и основные конструкционные особенности узлов обоих двигателей во многом похожи (рис. 4.8).

Высокая экономичность обоих двигателей на номинальном режиме и режимах частичной мощности (рис. 4.7) обеспечивается применением теплообменников с высокой степенью регенерации ($\sigma_p \approx 0,75$), а также высоких параметров цикла (особенно в GT-1801) и КПД узлов. Выбор теплообменника стационарного типа объясняется тем, что вращающиеся теплообменники при мощностях, на которые рассчитаны оба двигателя, имеют слишком большие размеры. Кроме того, при $\pi_k > 4,5 \div 5,0$ они работают плохо: в них возникают недопустимо большие перетекания воздуха со стороны выхода из компрессора на сторону выхода из турбины.

Двигатель GT-1801 и его модификации рассматриваются как двигатели второго поколения, способные заменить двигатель AGT-1500 на тяжелых гусеничных машинах. Как указано в § 2.6, двигатель AGT-1500 пока единственный АГТД, серийно выпускаемый в настоящее время за рубежом.

Двигатель AGT-1500 (рис. 4.9) выполнен по трехвальной схеме со свободной силовой турбиной низкого давления, стационарным теплообменником-рекуператором и индивидуальной камерой сгорания. Высокая степень повышения давления обеспечивается двухкаскадным компрессором с осевым пятиступенчатым КНД и осецентрибежным (четыре осевых и одна центробежная) КВД. Компрессоры приводятся одноступенчатыми осевыми турбинами с воздушным охлаждением сопловых лопаток обеих турбин и рабочих лопаток ТВД. Двухступенчатая силовая турбина имеет один ряд поворотных лопаток РСА первой ступени для регулирования двигателя с целью улучшения экономичности на режимах частичной мощности, а также для улучшения приемистости. Для снижения частоты вращения вала силовой турбины с 22 500 до 3000 мин⁻¹ служит одноступенчатый планетарный редуктор.

Теплообменник двигателя имеет степень регенерации $\sigma_p \approx 0,75 \div 0,79$ и обеспечивает совместно с РСА первой ступени силовой турбины улучшение экономичности двигателя главным образом на режимах частичной мощности. Размеры теплообменника значительны: он занимает половину длины двигателя. Конструкция теплообменника весьма оригинальна и не повторена пока ни в одном опытном и проектируемом АГТД. Он состоит из набора одинаковых по конструкции кольцевых пластин, изготовленных из листов сплава инконель толщиной 0,15–0,2 мм, которые стянуты силовыми болтами. В пакете, образованном из этих кольцевых пластин, имеются внутренние каналы для течения воздуха. Горячий газ после силовой турбины подается во внутреннюю полость теплообменника и поступает в радиальном направлении в полости между дисками, а подогреваемый воздух проходит через указанные внутренние каналы. Конструкция теплообменника хорошо противостоит теплосменам и температурным градиентам, возникающим на переменных режимах работы двигателя.

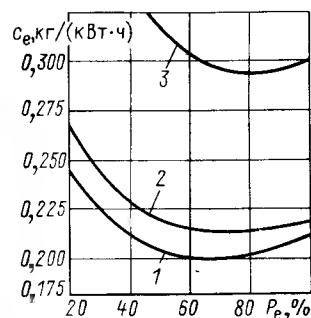


Рис. 4.7. Нагрузочные характеристики двигателей:
1 — ГТД GT-1801; 2 — ГТД GT-601; 3 — ГТД AGT-1500

По трехвальной схеме со свободной силовой турбиной низкого давления, с двухкаскадным компрессором, но без теплообменника, и с кольцевой камерой сгорания был разработан экспериментальный двигатель ГТД-1Т [51]. В нем оба каскада компрес-

сора выполнены одноступенчатыми и каждый приводится одноступенчатой осевой турбиной. Силовая турбина также одноступенчатая с РСА.

К двигателям того же класса мощности, что и GT-1801, относятся ГТД фирмы "Мотортурбиненунион" (ФРГ) мощностью 1175 кВт: двухвальный ГТД со свободной ТНД, стационарным теплообменником и индивидуальной камерой сгорания, а также ГТД G-135 фирмы "Нозль Пенни тербинз" (Великобритания) мощностью 1080 кВт с узлами таких же типов. Однако оба этих двигателя представляют собой лишь проектные проработки, данные о некоторых их параметрах отсутствуют, а некоторые из показателей ничем не подтверждены (к ним относится, например, чрезвычайно низкое заявленное значение удельной массы двигателя G-135 — всего 0,122 кг/кВт, которое практически вряд ли достижимо).

Перспективы развития ГТД сравнительно небольшой мощности (70–100 кВт) связываются в основном с широким применением керамических материалов для изготовления основных деталей. Рассмотрим конструкционные особенности наиболее современных и перспективных среди этих двигателей — АГТД типов AGT-100, AGT-101, и AGT-102 (см. табл. 2.10). Из этих двигателей лишь первый выполнен по традиционной двухвальной схеме, два остальных — одновальные.

К настоящему времени наибольший объем исследовательских и конструкторских работ выполнен по двигателю AGT-101. Этот двигатель (рис. 4.10, см. также табл. 2.10) имеет оригинальную компоновку: теплообменник в нем расположен кольцом вокруг камеры сгорания. Одновальный двигатель соединяется с бесступенчатой автоматической коробкой передач, уже разработанной на фирме "Форд" для автомобиля 1980 г., и с уже выпускаемым преобразователем крутящего момента. Для улучшения характеристик на частичных режимах и при торможении в этом двигателе, как и в AGT-100, применены поворотные лопатки входного направляющего аппарата центробежного компрессора, а для уменьшения токсичности отработавших газов — изменяемые проходные сечения в камере сгорания. Отличительной особенностью конструкции двигателя является также применение в одной из опор ротора (расположенной между крыльчатками компрессора и турбины) подшипника лепесткового типа, в котором в качестве смазывающей среды применяется отбираемый за компрессором воздух.

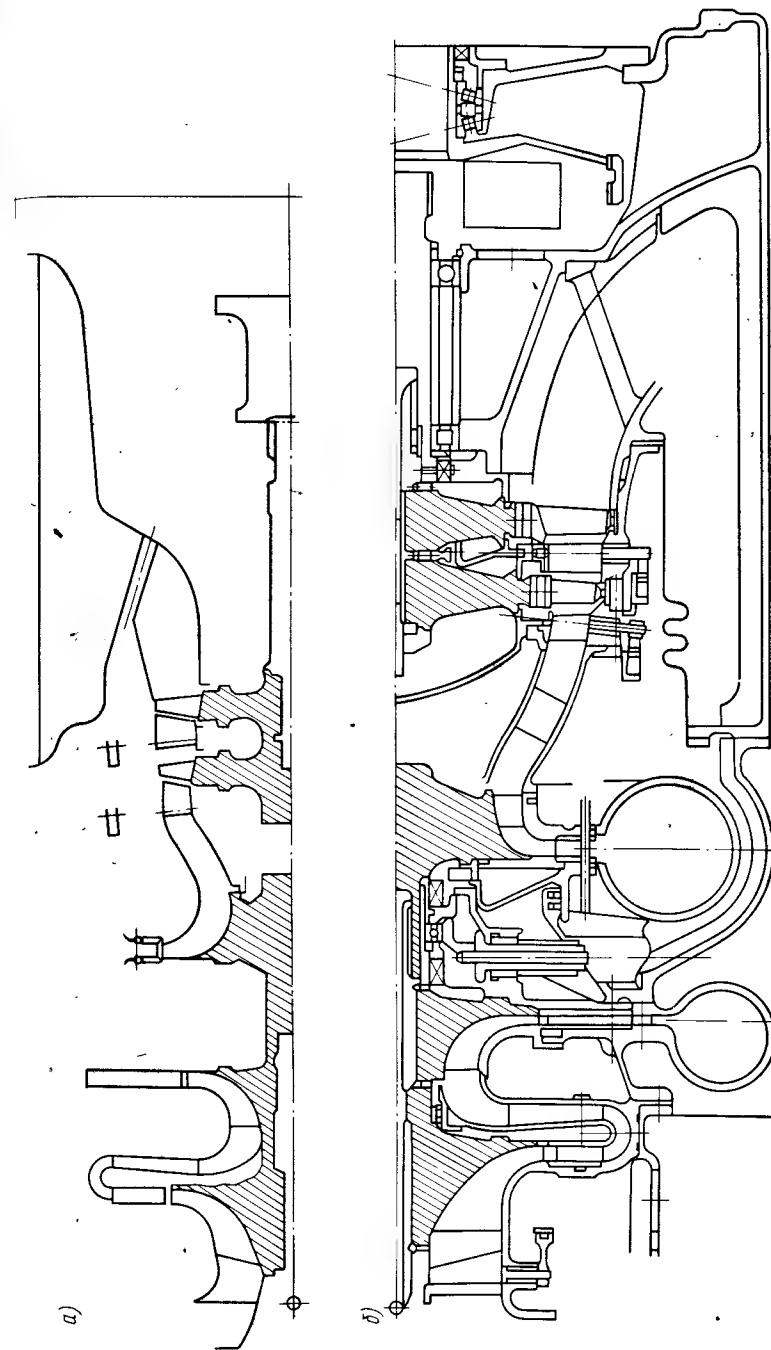


Рис. 4.8. Продольные разрезы двигателей GT-601 (а) и GT-1801 (б)

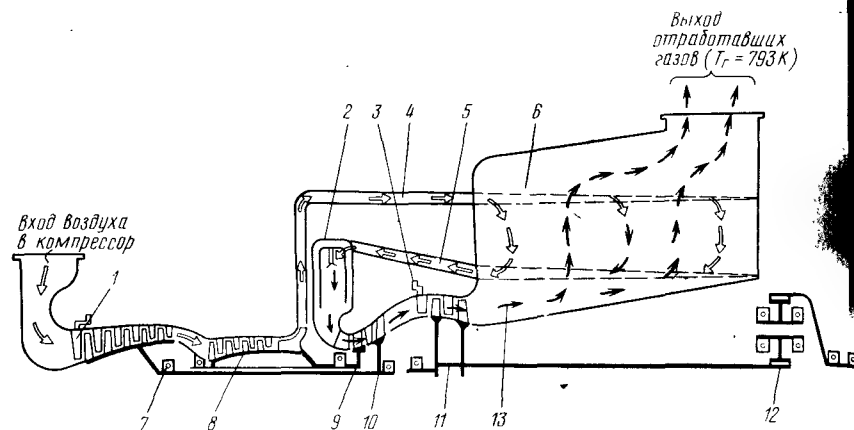


Рис. 4.9. Серийный двигатель AGT-1500 (схема проточной части):

1 – входной направляющий аппарат КНД; 2 – камера сгорания; 3 – РСА силовой турбины; 4 – канал подвода воздуха с $p_B = 1,47$ МПа и $T_B = 747$ К в теплообменник; 5 – канал подвода воздуха с $p_B = 1,44$ МПа и $T_B = 840$ К к камере сгорания; 6 – теплообменник-рекуператор; 7 – передний подшипник вала низкого давления; 8 – КВД; 9 – ротор ТВД; 10 – ротор ТНД; 11 – ротор силовой турбины; 12 – планетарный редуктор; 13 – патрубок для отвода газа с $T_r = 870$ К за турбиной

Рабочее колесо компрессора двигателя AGT-101 имеет 12 полных и 12 укороченных на входе лопаток. Лопаточный диффузор состоит из двух рядов лопаток, позволяющих эффективно затормозить высокоскоростной поток воздуха за рабочим колесом и безлопаточным аппаратом. Расчетный КПД компрессора $\eta_K = 79\%$.

Радиальная центробежная турбина двигателя AGT-101 имеет 19 сопловых и 13 рабочих лопаток. Результаты испытаний показали, что КПД турбины находится на высоком уровне. На холостом ходу $\eta_T = 76,3\%$ при расчетном значении $71,8\%$, на режиме промежуточной мощности $\eta_T = 79,6\%$ вместо $78,2\%$ по расчету, и лишь на режиме максимальной мощности КПД несколько ниже расчетного: $\eta_T = 86,5\%$ вместо $87,1\%$.

Камера сгорания двигателя AGT-101 должна быть выполнена полностью из карбида кремния, и в ней, так же как в камере двигателя AGT-100, предполагалось применить изменяемую геометрию, позволяющую поддерживать температуру в первичной зоне не выше 1920 К. Однако в последнее время появились сведения, что от такой камеры сгорания фирма отказалась из-за ее конструктивных недостатков: трудностей регулирования и недостаточной долговечности из-за наличия скользящих относительно друг друга керамических деталей. Исследован другой способ обеспечения чистоты продуктов сгорания – организация процесса горения бедной топливовоздушной смеси, которая получается в результате тщательного перемешивания топлива и воздуха.

Для обеспечения равномерных во всех направлениях деформаций и облегчения изготовления детали из керамических материалов стремятся выполнять осесимметричными. Такую форму имеют все детали двигателя AGT-101, за исключением корпуса-разделителя потоков воздуха и газа.

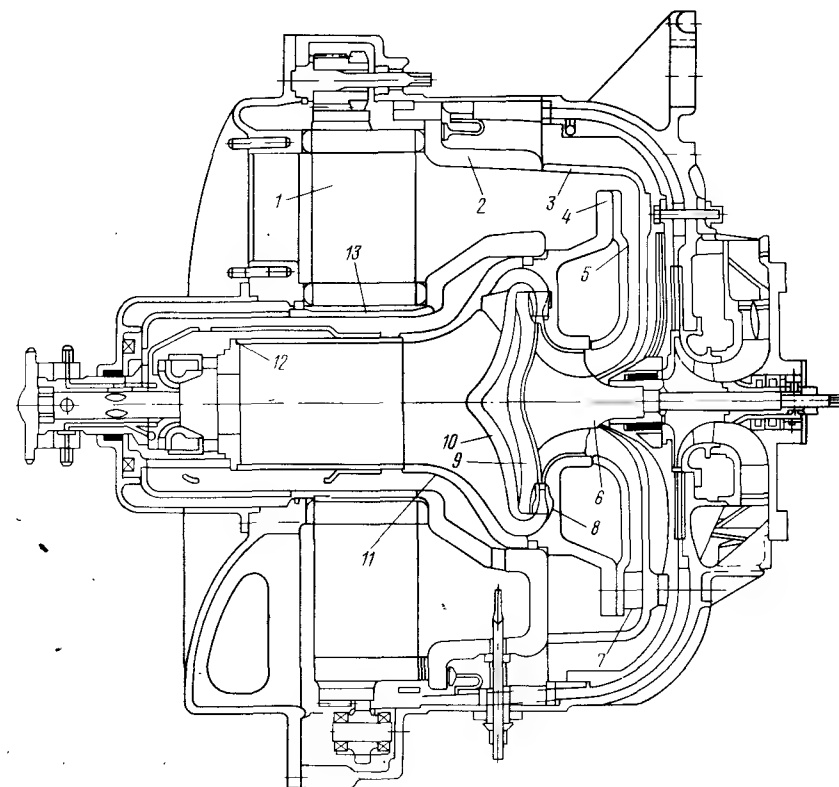


Рис. 4.10. Продольный разрез двигателя AGT-101:

1 – матрица теплообменника-регенератора; 2 – корпус-разделитель потоков воздуха и газа; 3 – внутренняя стенка диффузора турбины; 4 – корпус турбины; 5 – наружная стенка диффузора турбины; 6 – ротор турбины; 7 – дистанционная втулка кольцевого патрубка за турбиной; 8 – сопловой аппарат турбины; 9 – задний корпус турбины; 10 – внутренняя стенка патрубка; 11 – наружная стенка патрубка; 12 – камера сгорания; 13 – экран теплообменника

Основная особенность двигателя AGT-102 – механическая передача с непрерывно изменяемым передаточным отношением и маховиком, изготавливаемая фирмой "Крайслер".

При разработке двигателей AGT-100, AGT-101 и AGT-102 проявляются тенденции современного автомобильного газотурбостроения: всемерное снижение стоимости, повышение надежности и экономичности при значительном росте начальной температуры газа, реализуемом путем применения керамических материалов для деталей высокотемпературной части двигателя. Эти же тенденции характерны и для АГТД существенно большей мощности. Например, программу работ по внедрению керамических материалов в семейство двигателей типа GT-404 (мощностью 330 кВт) выполняет фирма "Дженерал моторс".

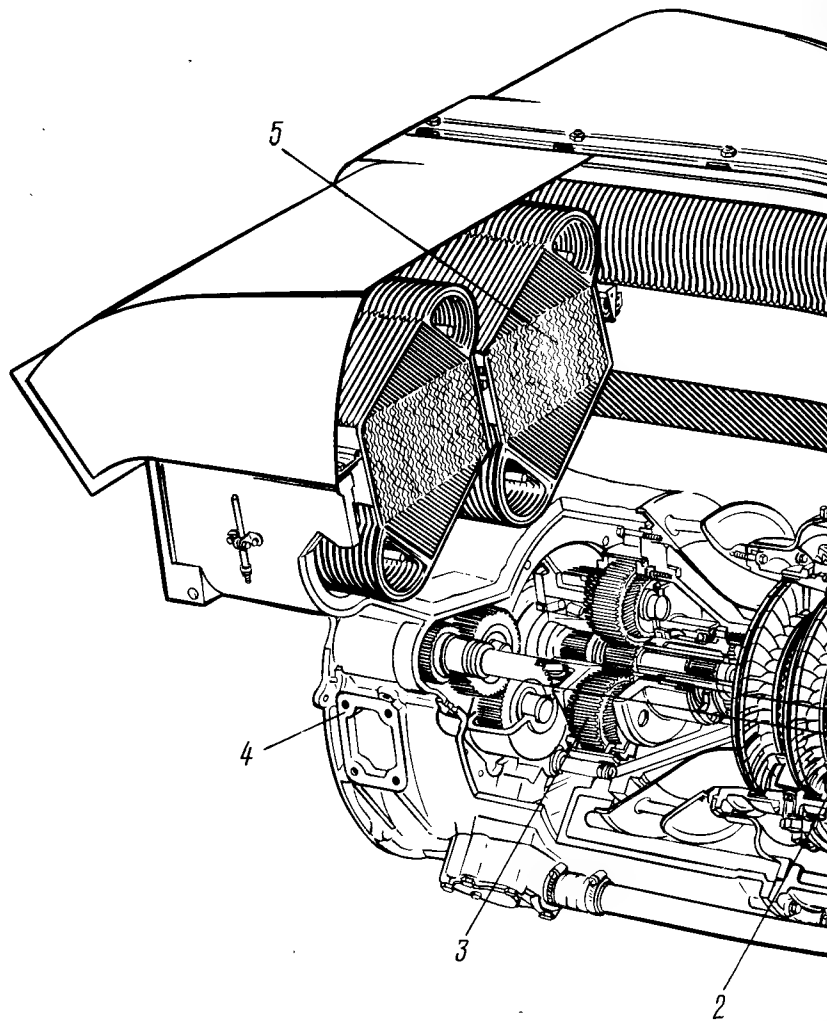
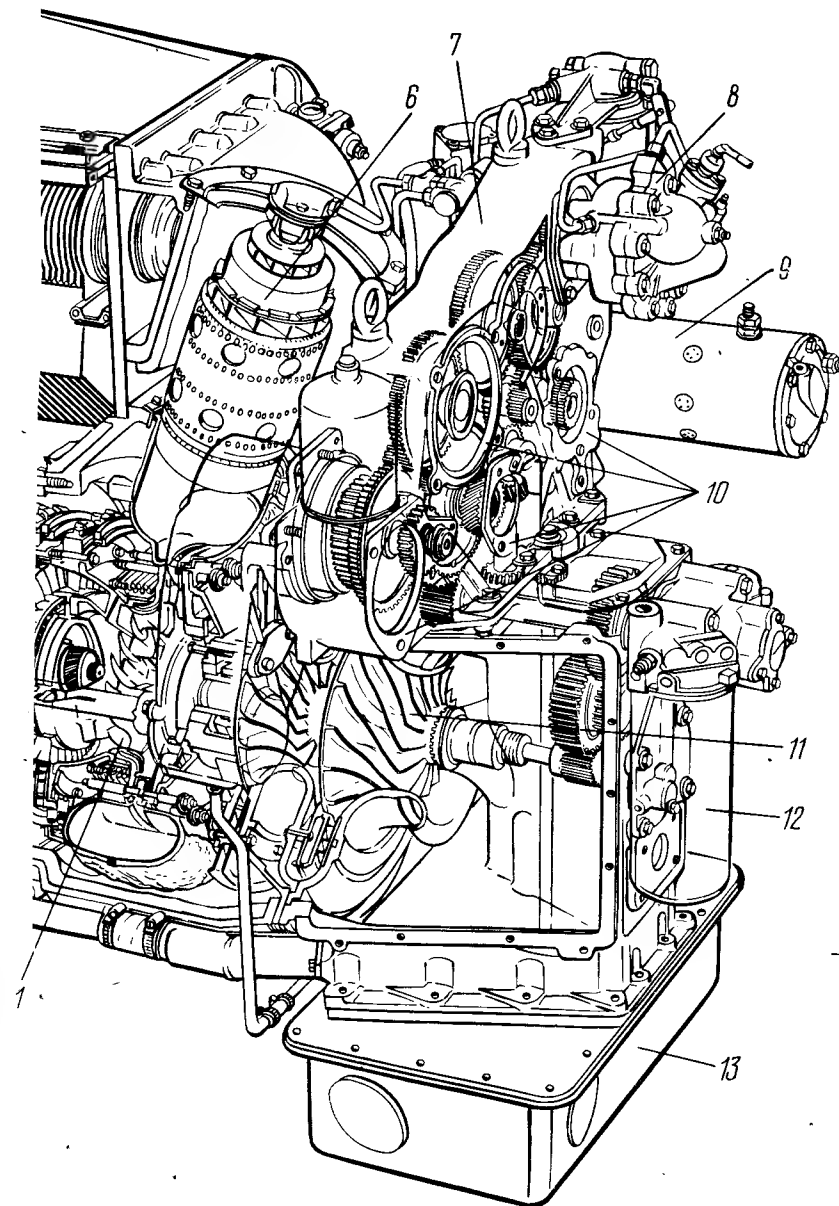


Рис. 4.6. Общий вид двигателя GT-601:

1 — турбина газогенератора; 2 — силовая турбина; 3 — силовой редуктор; 4 — задний фланец крепления двигателя в моторно-трансмиссионном отделении; 5 — модуль теплообменника-рекуператора; 6 — камера сгорания; 7 — редуктор корб



ки приводов; 8 — регулятор подачи топлива; 9 — электростартер; 10 — места установки вспомогательных агрегатов; 11 — компрессор; 12 — масляный фильтр; 13 — маслоотстойник

5.1. Повышение параметров рабочего процесса, совершенствование узлов

Основными параметрами рабочего процесса, определяющими эффективность ГТУ любого типа, являются температура газа перед турбиной (или турбинами) T_T и степень повышения давления рабочего тела π_K , а также КПД узлов (компрессоров, турбин, камер сгорания) и потери давления в элементах (входном, переходных и выходном патрубках, камерах сгорания и теплообменниках). Для ГТУ с регенерацией теплоты отработавших газов параметров рабочего процесса является также степень регенерации σ_p .

Как показано в § 1.1, при практическом осуществлении ГТУ и ГТД простейшего цикла для повышения экономичности интенсифицируют рабочий процесс посредством повышения T_T одновременно с повышением π_K . Тенденция к постоянному повышению T_T в ГТД всех типов — одна из наиболее характерных на современном этапе развития, и, вероятно, она будет наблюдаться и в дальнейшем, хотя должна происходить не столь быстрыми темпами, как в настоящее время.

Предельным значением температуры газа в ГТУ является температура горения стехиометрической топливовоздушной смеси, т.е. смеси, в которой количество воздуха равно теоретически необходимому для полного сгорания определенного количества топлива. Эта температура в зависимости от сжигаемого топлива может достигать 2300–2600 К. Однако реализацией столь высоких температур газа пока не занимаются конструкторы не только стационарных и транспортных ГТД и ГТУ, но и авиационных ГТД, которые занимают наиболее передовые позиции в освоении высоких T_T . Это можно объяснить по крайней мере двумя причинами. Во-первых, не существует ни материалов для турбин, способных выдерживать столь высокие температуры в течение заданного срока службы, ни конструктивных способов эффективного охлаждения материалов, из которых изготавливаются основные детали газовых турбин. Применяемые в настоящее время способы охлаждения потребуют при столь высоких температурах газа таких расходов охлаждающего воздуха, которые практически полностью ликвидируют термодинамические преимущества повышения T_T . Во-вторых, одновременное с T_T повышение π_K приводит к тому, что температура воздуха за компрессором становится чрезвычайно большой [см. (1.4)], в результате чего сжатый воздух не может служить охлаждающей турбину средой, а его предварительное охлаждение усложняет двигатель. Более того, при высоких π_K появляется необходимость охлаждать компрессор, главным образом его последние ступени. Все это позволяет считать, что стехиометрический двигатель не только не может обладать необходимой работоспособностью, но и вряд ли целесообразен с технико-экономической точки зрения. Высказываются соображения о том, что поднимать T_T выше 2000 К нецелесообразно из-за потерь на диссоциацию и из-за трудности обеспечения приемлемого уровня токсичности продуктов сгорания.

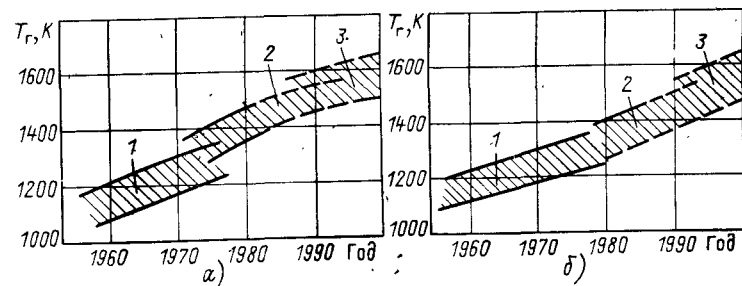


Рис. 5.1. Зависимость изменения начальной температуры газа T_T от года начала выпуска ГТД колесных и гусеничных машин:
а — двигатели мощностью 550–1500 кВт; б — двигатели мощностью 200–550 кВт;
1 — неохлаждаемые турбины; 2 — охлаждаемые турбины; 3 — керамические турбины

Поскольку повышение T_T является практически единственным путем совершенствования показателей почти всех авиационных ГТД, температура газа в них наиболее высокая. Значения T_T в мощных двигателях для дозвуковых пассажирских самолетов со взлетной тягой до 250 кН (в двухконтурных турбореактивных двигателях JT9D фирмы "Пратт-Уитни", CF6 фирмы "Дженерал электрик" и RB.211 фирмы "Роллс-Ройс") достигают 1550–1650 К при $\pi_K = 24 \div 29$ [44]. Разрабатываются двигатели с еще более высокими параметрами: $T_T = 1700 \div 1750$ К; $\pi_K = 35 \div 45$.

Освоенные и перспективные уровни температуры газа в стационарных и транспортных ГТУ значительно ниже, чем в авиационных двигателях, однако они тоже постоянно повышаются (см. табл. 2.1). Замечен рост T_T в стационарных энергетических ГТУ: с $T_T \approx 1000$ К в конце 1960-х годов до $T_T \approx 1220$ К в настоящее время (см. табл. 2.4). Повышение T_T характерно и для транспортных ГТД (рис. 5.1).

При проектировании ГТУ стремятся обеспечить близкое к оптимальному технико-экономическое значение π_K . Его выбирают с учетом КПД и массы узлов, числа ступеней лопаточных машин, размеров, стоимости производства и т.д. Наиболее высокие значения π_K характерны для авиационных ТРДД: в современных наиболее мощных из них (в двигателях JT9D, CF6 и RB.211) $\pi_K = 24 \div 29$ при $T_T = 1550 \div 1650$ К. В менее мощных двигателях (типа JT8 и "Спей") $\pi_K = 16 \div 22$ при $T_T = 1360 \div 1460$ К. В перспективных ТРДД $\pi_K \approx 35 \div 45$ при $T_T = 1700 \div 1750$ К [44].

Степени повышения давления постоянно растут в стационарных ГТУ (см. табл. 2.1, 2.4, 2.6) и в транспортных ГТД всех типов. Например, статистические данные о темпах роста π_K в ГТД колесных и гусеничных машин, приведенные на рис. 5.2, свидетельствуют о том, что и в этих двигателях значения π_K постоянно повышаются, несмотря на трудности, возникающие при создании высокоэффективных лопаточных машин относительно малой мощности. Узлы и элементы большинства ГТД и ГТУ достигли высокой степени аэродинамического и конструктивного совершенства. (Некоторые значения КПД компрессоров и турбин приведе-

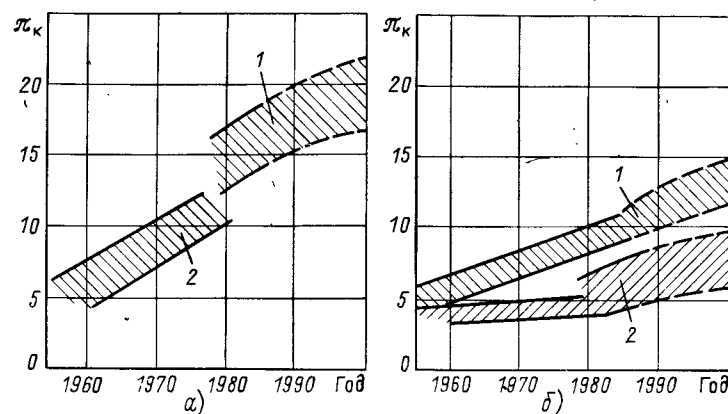


Рис. 5.2. Зависимости изменения степени повышения давления π_k от года начала выпуска ГТД колесных и гусеничных машин:
 а — двигатели мощностью 550–1500 кВт; б — двигатели мощностью 200–550 кВт; 1 — ГТД без теплообменника; 2 — ГТД с теплообменником

ны в § 1.1). В этих условиях рассчитывать на значительное улучшение газодинамических характеристик компрессоров и турбин нельзя, поэтому основное внимание конструкторы уделяют расширению диапазонов работы узлов с высокими значениями КПД, повышению напора ступеней осевых компрессоров и увеличению теплоперепадов, срабатываемых в ступенях турбин, с целью уменьшения числа ступеней и тем самым снижения стоимости лопаточных машин без заметного ухудшения газодинамических характеристик узлов.

Скорости в ступенях современных осевых компрессоров с высокими значениями π_k близки к звуковым и даже достигают сверхзвуковых. Для работы в этих условиях разрабатывают специально спроектированные транзвуковые и сверхзвуковые ступени.

В авиационных ГТД транзвуковые и сверхзвуковые ступени обеспечивают $\pi_{ст} = 1,4 \div 1,8$ [44]. Такие же ступени все шире применяются в стационарном и транспортном газотурбостроении.

Повышение напорности ступеней и увеличение запаса устойчивой работы компрессора в некоторой степени удается обеспечить специальным профилированием корневых и периферийных сечений, учитывающим концевые явления в ступенях. Такие лопатки вышли из стадии экспериментальных исследований: уже предусмотрено их применение в серийном авиационном двигателе RB.211-600 фирмы "Ролл-Ройс", выпуск которого готовится.

Для уменьшения потерь в компрессорах разрабатывают конструктивные меры по уменьшению радиальных зазоров и уплотнению мест возможных утечек воздуха, вводят конструктивные элементы, позволяющие осуществить так называемое активное регулирование радиального зазора между рабочими лопатками и наружным корпусом компрессора. Для обеспечения устойчивой и эффективной работы высоконапорных осевых компрессоров вводится регулирование их проходных сечений

путем применения поворотных направляющих лопаток, использования двухкаскадных компрессоров, перепуска части воздуха в атмосферу из промежуточных ступеней многоступенчатого осевого компрессора и т.д.

В ГТД малой мощности, например в автомобильных, в основном применяются центробежные компрессоры, для которых обеспечение достаточного запаса устойчивой работы имеет особенно важное значение. С целью расширения диапазона устойчивой работы применяют поворотные лопатки входного направляющего аппарата, а также более сложный в конструктивном отношении способ регулирования поворотом лопаток лопаточного диффузора.

КПД центробежных компрессоров двигателей мощностью до 400 кВт (например, автомобильных) при $\pi_k = 4 \div 5$, несмотря на небольшие расходы воздуха, могут достигать 80–82 % и более.

Относительная конструктивная простота центробежных компрессоров вызвала проведение исследований по получению в них высоких π_k — до 8–12 в одной ступени. Компрессор с $\pi_k = 8,5$ при расходе воздуха 2,2 кг/с имеет $\eta_k \approx 0,78 \div 0,8$, что выше КПД осевого компрессора с такими же параметрами. Однако характеристики таких компрессоров со специальными конструкциями лопаточных диффузоров получаются неблагоприятными.

В некоторых случаях применяются осецентробежные компрессоры, состоящие из нескольких осевых и одной — последней — центробежной ступеней. Такой компрессор применяют в тех случаях, когда значения π_k достаточно велики, а расходы воздуха малы. Осецентробежные компрессоры применяются в транспортных ГТД небольшой и средней мощности, например в ГТД колесных и гусеничных машин типа MTU (компрессор состоит из трех осевых и одной центробежной ступени). Осецентробежным выполнен также компрессор высокого давления двигателя AGT-1500 (см. рис. 4.9). Фирмой "Пратт-Уитни" для промышленных ГТУ разработан осецентробежный компрессор с $\pi_k = 18$, состоящий всего из шести осевых ступеней и одной центробежной (в ней $\pi_k = 2,7$). Политропный КПД компрессора с расходом воздуха 32 кг/с в расчетной точке составляет 91,5 %, запас устойчивости также достаточен — 14 %.

Для обеспечения высоких значений π_k (до 11–13) применяют двухступенчатые центробежные компрессоры. Масса такого компрессора и его максимальный диаметр обычно больше аналогичных параметров осецентробежных компрессоров с теми же характеристиками. Однако двухступенчатые центробежные компрессоры проще по конструкции и имеют меньшую стоимость. Такие компрессоры применены, например, в двигателях GT-601 и GT-1801 (см. рис. 4.8).

Все большее применение находят оптимизационные методы расчета характеристик компрессоров различных типов и методы математического моделирования с применением ЭВМ. При применении для изготовления деталей технологического оборудования с числовым программным управлением и встроенными микропроцессорами появилась возможность объединить процесс конструирования с процессом изготовления деталей.

Большое внимание уделяется развитию методов экспериментального изучения сложных структур течения в компрессорах. В настоящее время

получили развитие методы экспериментального исследования течений с помощью лазерных измерителей скорости и доплеровской анемометрии. Эти методы особенно важны и являются по сути единственными возможными для изучения процесса сжатия в трансзвуковых и сверхзвуковых ступенях при трехмерном течении.

Для турбин характерны высокие газодинамические нагрузки при больших окружных скоростях (до 400–450 м/с). При больших теплоперепадах в ступенях возникают транс- и сверхзвуковые течения. Поскольку практически в турбинах ГТУ всех типов первые ступени выполняются охлаждаемыми, возникает задача оптимизационного проектирования транс- и сверхзвуковых охлаждаемых профилей, позволяющего уменьшить гидравлические потери в ступенях. Оптимальное проектирование турбин, работающих в таких условиях, выполняется с учетом взаимной связи газовой динамики, теплопередачи и прочности. Задача проектирования ступени осевой газовой турбины формулируется как задача нелинейного математического программирования с целью минимизации аэродинамических потерь и массы ступени. Создание оптимизационной системы такого типа требует применения мощных ЭВМ, графопостроителей и дисплеев. Такие системы создаются и успешно работают.

Трудности создания осевых турбин с высокими КПД связаны с применением охлаждения их элементов.

При подводе и выпуске воздуха возникают дополнительные (по сравнению с неохлаждаемыми турбинами) потери. Лишь в результате больших исследовательских и доводочных работ удается получить высокие КПД охлаждаемых турбин, но все же они на 3–4 % (абсолютных) ниже, чем КПД неохлаждаемых турбин.

В настоящее время наблюдается тенденция к более широкому, чем ранее, применению радиальных центробежных турбин (ЦСТ) в ГТД малой и средней мощности, в частности в АГТД. Эта тенденция также объясняется повышением параметров газа в АГТД, в результате которого длины лопаток осевых турбин становятся малыми и обеспечение высоких КПД турбин затруднительно. Расширение применения ЦСТ объясняется также большими возможностями для организации охлаждения в ЦСТ и их сравнительной простотой. Важное достоинство ЦСТ по сравнению с осевой — ее способность сбрасывать большой теплоперепад в одной ступени с высокими КПД. Это обеспечивает значительное снижение средней (между входом и выходом из рабочего колеса) температуры газа, облегчает охлаждение рабочего колеса. Однако ЦСТ при прочих одинаковых условиях имеет больший диаметр, чем осевая турбина. Применение ее из-за прочностных ограничений целесообразно в основном в ГТД малой мощности.

Повышение параметров рабочего процесса непосредственно затрагивает проблему создания эффективных камер сгорания ГТУ, характеризующихся высокой полнотой сгорания топлива, устойчивостью процесса горения, малыми потерями давления, надежностью запуска, равномерностью и стабильностью поля температур на выходе, низкой токсичностью продуктов сгорания и др. Эти требования в совокупности удовлетворяются с большим трудом. Например, наиболее эффективные камеры

сгорания авиационных ГТД, совершенствование которых продолжается более 20 лет [44], пока еще не полностью удовлетворяют требованиям по токсичности, а неравномерность поля температур на выходе из них по-прежнему велика.

Обеспечение заданного срока службы камеры сгорания в условиях повышенных параметров газа достигается путем интенсификации охлаждения жаровой трубы, а также применения новых материалов — керамических и многослойных — для ее изготовления.

В последние годы отмечается тенденция к применению различных расчетных методов, методов математического моделирования рабочих процессов в дополнение к методам экспериментальной доводки камер сгорания. Математические модели позволяют рассчитывать распределение расхода и скоростей воздуха и продуктов сгорания, находить поля уровней турбулентности, температуры и концентрации компонентов продуктов сгорания, траектории отдельных струй вторичного воздуха внутри жаровой трубы камеры сгорания, траектории капель топлива и т.д.

Совершенствуются также методы измерений параметров процессов в камерах сгорания. Новым направлением является применение лазерной спектроскопии. Оптические методы измерений в отличие от методов термометрирования и отбора проб не создают в потоке возмущений, вызывающих искажения показаний, и поэтому имеют большие перспективы.

Основное применение теплообменники — регенераторы и рекуператоры — находят в ГТД колесных и гусеничных машин. В ГТУ сравнительно большой мощности (в стационарных ГТУ и мощных ГТД гусеничных машин) применяются стационарные пластинчатые теплообменники (рекуператоры) (см. табл. 2.11). Теплообменники с пластинчатыми поверхностями теплообмена применялись не только в АГТД, но и в ряде стационарных ГТУ (например, в ГТУ типа ГТ-750-6 и ГТК-10 для ГПА) и судовых ГТД (например, в установке ГТУ-20). Применение таких поверхностей ограничивается недостаточной прочностью пластин и мест их сварки при больших перепадах давления со стороны воздуха и газа.

Перспективным типом теплообменной поверхности для стационарных теплообменников может быть пластинчато-ребристая, коэффициент компактности которой достигает 2500–3000 м²/м³. Благодаря достаточной податливости и упругости элементов такая поверхность может выдерживать частые теплосмены.

Наиболее удобной по компоновке теплообменника в АГТД является перекрестноточная схема течения теплоносителей. Такая схема применена, например, в теплообменнике двигателя GT-601 (см. рис. 4.6).

Вращающийся дисковый теплообменник-регенератор наиболее распространен в АГТД. В таких теплообменниках матрица обычно выполняется в виде диска и вращается с небольшой частотой (20–30 мин⁻¹). Степени регенерации в них достигают значений $\sigma_p = 0,85 \div 0,90$. Вращающиеся теплообменники не применяются на двигателях сравнительно большой мощности (свыше 400 кВт), поскольку их диаметры становятся большими и теплообменник плохо вписывается в компоновочную схему двигателя. Кроме того, при больших диаметрах тяжелее решается задача

уплотнения полостей от перетеканий воздуха в газ, возникает опасность коробления матрицы. Как правило, максимальный диаметр матрицы не превышает 600 мм. Принципиальным недостатком вращающихся теплообменников являются неизбежные утечки воздуха в газ, которые удается уменьшить только до 3—4% расхода воздуха.

Большинство выполненных и проектируемых вращающихся теплообменников ГТД имеют матрицы из керамических материалов; на ГАЗ спроектированы и изготовлены теплообменники, в которых применена металлическая матрица. Основные достоинства теплообменников с металлическими матрицами — технологическая простота изготовления и высокая надежность. Однако теплообменники с металлическими матрицами тяжелее керамических; обеспечиваемая в них степень регенерации ($\sigma_p = 0,83 \div 0,85$ у АГТД ГАЗ) ниже, чем в керамических.

В двигателях с высокими значениями T_T матрицы из высокожаростойких керамических материалов могут оказаться единственными приемлемыми. Поэтому продолжается разработка матриц из таких материалов, например при создании двигателей типа АГТ-100, АГТ-101.

Кроме подбора надежных материалов проводится усовершенствование конструкции матрицы, ее привода, установки в корпусе и уплотнений. Наибольшее внимание при разработке теплообменников перспективных ГТД уделяется проблеме уплотнения матрицы теплообменника от утечек. Пока эта проблема решается с трудом. Так, испытания теплообменника двигателя АГТ-101 позволили оценить утечки при невращающейся матрице в 5 вместо заданных 3,6 %.

Теплообменные аппараты другого типа — воздухо- и газоохладители — применяются значительно реже, чем регенераторы и рекуператоры. Исключение составляют перспективные атомные замкнутые ГТУ, в которых, как правило, должны применяться промежуточные и конечные газоохладители, а также воздушно-аккумулирующие ГТУ, где требуются $\pi_k = 55 \div 60$, которые без промежуточного охлаждения осуществить трудно [27]. Имеется также опыт разработки и постройки воздухоохладителей ГТУ открытого цикла, например для стационарной энергетической ГТУ ГТ-100, для судовой ГТУ-20. Хладагентом в охладителях всех типов служит, как правило, вода. В перспективной высокотемпературной энергетической ГТУ АГТ-100А, описанной в § 3.1, применен воздухоохладитель испарительного типа, в котором охлаждающая вода впрыскивается в поток воздуха.

5.2. Охлаждение турбин

Наиболее простым и естественным путем освоения высоких T_T было бы применение для изготовления деталей турбин, в первую очередь сопловых и рабочих лопаток, материалов, способных выдерживать эти температуры и большие напряжения в течение заданного срока службы. Основное применение в турбинах находят жаростойкие и жаропрочные сплавы на никелевой или кобальтовой основе, легированные различными присадками. Механические свойства таких материалов постоянно

улучшаются; например, улучшение сплавов, применяемых для лопаток авиационных турбин, позволило повысить их рабочую температуру почти на 25 К, что в среднем за год составляло прирост 7—8 К [44]. Однако эти темпы всегда отставали и с развитием газотурбостроения все больше отстают от темпов роста T_T . Поэтому приходится охлаждать все элементы проточной части турбины с целью понижения их температуры по сравнению с температурой газа до уровня, при котором обеспечивается надежная работа лопаток и других деталей в течение заданного срока службы.

Освоение высоких T_T в ГТУ с помощью керамических материалов рассматривается как самостоятельный перспективный путь, не приведший пока к заметным успехам. В результате охлаждение турбин продолжает рассматриваться как единственный реальный путь освоения высоких T_T , способ вынужденный и трудный во многих отношениях. Наиболее тяжелой задачей является охлаждение сопловых и рабочих лопаток турбин [56].

Из всех систем охлаждения наиболее распространена воздушная открытая система охлаждения сопловых и рабочих лопаток (рис. 5.3), в которой воздух, отбираемый из компрессора, охладив лопатки, поступает в проточную часть турбины, смешивается с газом и совершает работу в части ступеней за местом выпуска. Система сравнительно проста по конструкции и надежна в эксплуатации, она является по существу единственной практически (в широких промышленных масштабах) применяемой системой охлаждения газовых турбин.

Жидкостное охлаждение способно обеспечить наибольшее повышение T_T . Потери мощности на подготовку и прокачивание теплоносителя (воды, топлива, теплоносителей с высокой температурой кипения и др.) в жидкостной системе малы. Однако термодинамические потери в турбинах с таким охлаждением получаются больше, чем с воздушным охлаждением. Конструкционное выполнение жидкостных систем значительно сложнее, чем воздушных: для них необходима герметизация. Наличие охлаждающей жидкости — иного, чем основной рабочий воздух, теплоносителя — усложняет конструкцию двигателя и его эксплуатацию. Поэтому жидкостное охлаждение применялось лишь в экспериментальных установках и опытных образцах ГТД.

В качестве теплоносителя в системах охлаждения газовых турбин (особенно турбин, работающих в составе ПГУ и ГПУ) может быть использован водяной пар, который по своим физическим свойствам занимает промежуточное положение между воздухом и водой. В то же время использование пара конструкционно осуществляется проще, чем использование воды. Исследования парового охлаждения выполнены в ЛПИ и ЦКТИ [1]; в последние годы фирма "Дженерал электрик" рассматривала паровое охлаждение как второй вариант вместо водяного охлаждения лопаток при выполнении исследовательской программы создания высокотемпературных ГТУ. Водяное охлаждение оценено как более дальняя перспектива, в то время как паровое охлаждение, по мнению разработчиков, может быть осуществлено в короткий срок при введении лишь

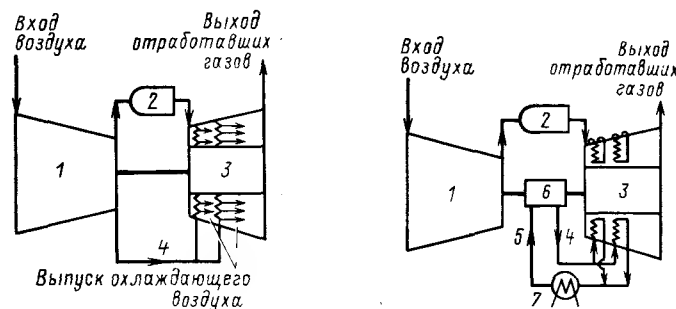


Рис. 5.3. Воздушная открытая система охлаждения лопаток турбины:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина; 4 — магистраль подвода охлаждающего воздуха

Рис. 5.4. Замкнутая система охлаждения лопаток турбины:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина; 4 — магистраль подвода теплоносителя; 5 — магистраль отвода теплоносителя; 6 — насос (компрессор); 7 — радиатор

некоторых изменений в имеющееся оборудование и при использовании установившихся методов изготовления охлаждаемых турбин.

В двухконтурных системах охлаждения теплоносителем во внутренних герметичных полостях лопаток служит вода, натрий или сплавы натрия с калием, а хладагентом, отбирающим теплоту от оребренных радиаторов лопатки, — воздух из компрессора или водяной пар. По конструкции двухконтурная система близка к обычной воздушной. Передача больших тепловых потоков наилучшим образом осуществляется в поле интенсивных массивных сил, поэтому двухконтурное охлаждение применяется в рабочих лопатках. В этом случае для отвода теплоты лопатка должна иметь развитый теплообменник-радиатор, для которого вырезается соответствующий паз в ободе диска. При этом замковое соединение дополнительно нагружается центробежными силами радиаторов, а диски ослабляются из-за глубоких пазов под радиаторы. Эти сложности, а также трудности обеспечения герметичности внутренних полостей рабочих лопаток, заполненных теплоносителем, не позволили двухконтурным системам охлаждения выйти из стадии экспериментальных исследований.

К двухконтурным системам охлаждения следует отнести также способ охлаждения сопловых лопаток с использованием принципа тепловой трубы. В такой системе охлаждения сама лопатка представляет собой тепловую трубу. Профильная часть лопатки служит испарителем — зоной подвода теплоты, а радиаторная часть — конденсатором, зоной отвода теплоты. Перенос жидкости из зоны конденсации в зону нагрева осуществляется по фитилю — какому-либо пористому материалу (сетке, спеченным пористым структурам и т.п.), устилающему внутреннюю профильную поверхность лопатки. Теплота от конденсатора может отводиться в воздух, отбираемый от компрессора. Системы охлаждения сопловых лопаток с использованием принципа тепловой трубы не вышли пока из стадии экспериментальных исследований.

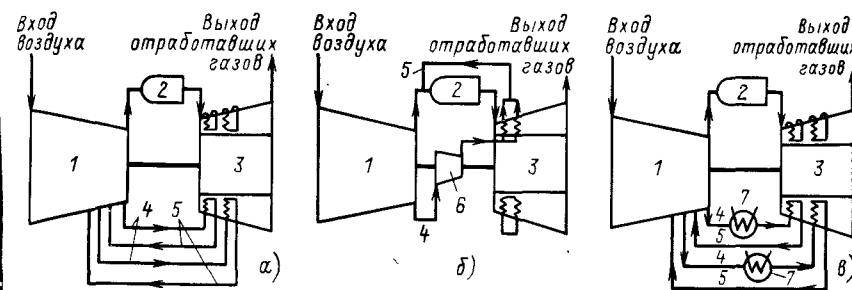


Рис. 5.5. Полузамкнутые системы охлаждения турбины:

а — с отбором воздуха из компрессора и возвратом в компрессор; б — с дожимающим компрессором; в — с отбором воздуха из компрессора, предварительным его охлаждением и возвратом в компрессор; 1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина; 4 — магистраль подвода охлаждающего воздуха; 5 — магистраль отвода охлаждающего воздуха; 6 — дожимающий компрессор; 7 — воздухоохладитель

В замкнутых системах с жидкостным или двухконтурным охлаждением лопаток (рис. 5.4) теплоноситель или хладагент циркулирует в замкнутом контуре, отбирая теплоту от лопаток и других охлаждаемых деталей и отдавая ее во внешнем радиаторе какому-либо хладагенту: атмосферному воздуху, прокачиваемому вентилятором, воде или топливу, прокачиваемым насосом. Замкнутые системы позволяют выбирать теплоноситель, отличающийся благоприятным сочетанием теплопередающих свойств; кроме того, давление, при котором в замкнутой системе циркулирует теплоноситель, может быть существенно выше, чем максимальное давление рабочего тела в двигателе, а это позволяет повысить эффективность теплоотдачи от охлаждаемых элементов к теплоносителю. Однако замкнутые системы ухудшают эксплуатационную надежность установки из-за значительного усложнения конструкции; они заметно увеличивают массу двигателя из-за введения радиатора, циркуляционного компрессора или насоса; надежность двигателя снижается также из-за неизбежных утечек из системы, которые необходимо восполнять.

Определенными достоинствами обладают полузамкнутые системы охлаждения (рис. 5.5). Такие системы могут выполняться либо воздушными, либо воздушно-жидкостными с воздухом как хладагентом. Основная особенность любого из вариантов полузамкнутой системы охлаждения — возврат воздуха, отведенного из компрессора и нагретого в элементах турбины, в проточную часть двигателя. При этом происходит регенерация теплоты, отведенной в процессе расширения газа в турбине.

Наибольшим многообразием конструкций отличаются сопловые лопатки и рабочие лопатки с воздушным открытым охлаждением. Это многообразие объясняется стремлением создать высокоэффективную конструкцию лопатки, на охлаждение которой расходовалось бы минимально возможное количество воздуха, в которой были бы минимальными потери из-за охлаждения и при этом обеспечивались бы минимальные гидравлические потери и необходимые запасы прочности.

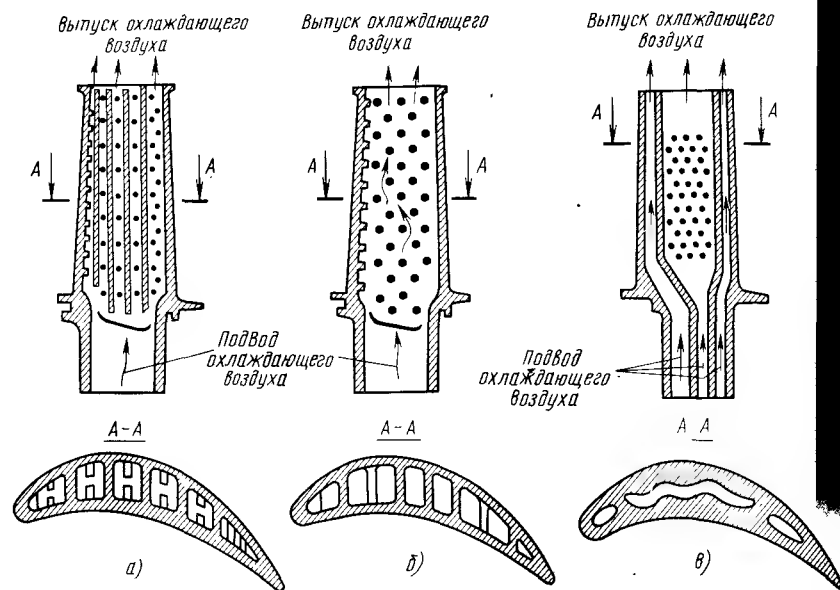


Рис. 5.6. Способы интенсификации теплообмена в лопатках:

а — с помощью ребер; б — с помощью штырьков; в — с помощью "тесных" волнистых каналов

Все рабочие лопатки с внутренним воздушным охлаждением для открытых систем относятся к двум принципиальным схемам: с продольным течением воздуха в лопатке, при котором воздух подается в ее корневую часть, течет в основном вдоль ее оси и затем через верхний торец вытекает в радиальный зазор или, изменив направление на 180° (в продольно-петлевой схеме), вытекает через отверстия в выходной кромке лопатки; с поперечным течением воздуха, при котором воздух также подается в корневую часть лопатки, меняет направление течения вдоль лопатки на поперечное и, охладив лопатку, вытекает через отверстия или щели, расположенные в выходной кромке или на вогнутой поверхности профиля вблизи кромки. Часть воздуха может при этом вытекать в радиальный зазор. В некоторых конструкциях радиальное течение воздуха на отдельных участках дополняется поперечным, а поперечное — радиальным. Такие схемы иногда называют смешанными.

Рабочие лопатки с продольным течением воздуха отличаются сравнительно технологической простотой, однако возможности достаточно глубокого охлаждения лопаток при применении продольной схемы ограничены, поэтому даже в авиационных ГТД они применяются в ступенях турбин, при входе в которые $T_r \leq 1430 \text{ K}$.

Для повышения эффективности охлаждения лопаток, в которых используется продольное течение воздуха, применяют способы интенсификации теплообмена с использованием различного рода турбулизаторов: ребер, штырьков, "тесных" каналов (рис. 5.6) и т.п. Например, увеличе-

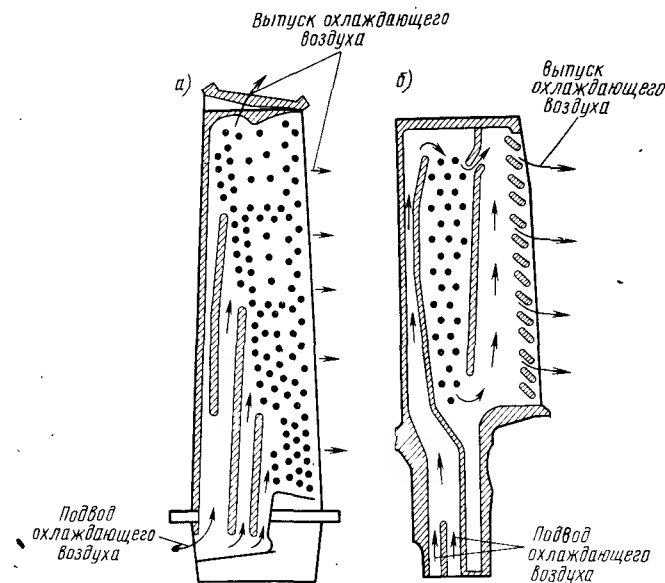


Рис. 5.7. Схемы рабочих лопаток со смешанным радиально-поперечным течением воздуха:

а — с однократным; б — с двухкратным

ние коэффициента теплоотдачи благодаря турбулизации, создаваемой штырьками, достигает 30 % [19].

В рабочих лопатках со смешанным радиально-поперечным течением (рис. 5.7) воздух подводится в радиальном направлении у входной кромки, а затем меняет направление течения на поперечное либо непосредственно после первого радиального хода (рис. 5.7, а), либо после двукратного поворота на 180° (рис. 5.7, б). В таких конструкциях также применяются турбулизаторы в виде штырьков, перемычек и т.п.

Рабочие лопатки с поперечным течением воздуха обычно имеют внутренний дефлектор (рис. 5.8) — тонколистовую профилированную вставку, основное назначение которой — обеспечить при минимально возможных расходах охлаждающего воздуха достаточно высокие скорости в зазорах шириной около 0,5 мм между внутренней поверхностью лопатки и дефлектором и тем самым высокие коэффициенты теплоотдачи к воздуху.

Охлаждение сопловых лопаток по самой простой продольной схеме (рис. 5.9) отличается невысокой эффективностью даже при применении турбулизаторов и развитии поверхности со стороны охладителя путем оребрения. Поэтому чаще применяются лопатки с петлевым течением воздуха и выходом его на вогнутой стороне для охлаждения выходной кромки (рис. 5.10).

Значительно более широкое применение находят сопловые лопатки с поперечным течением воздуха. Как и в рабочих лопатках, течение в них организуется посредством дефлекторов (рис. 5.11), а для интенсифика-

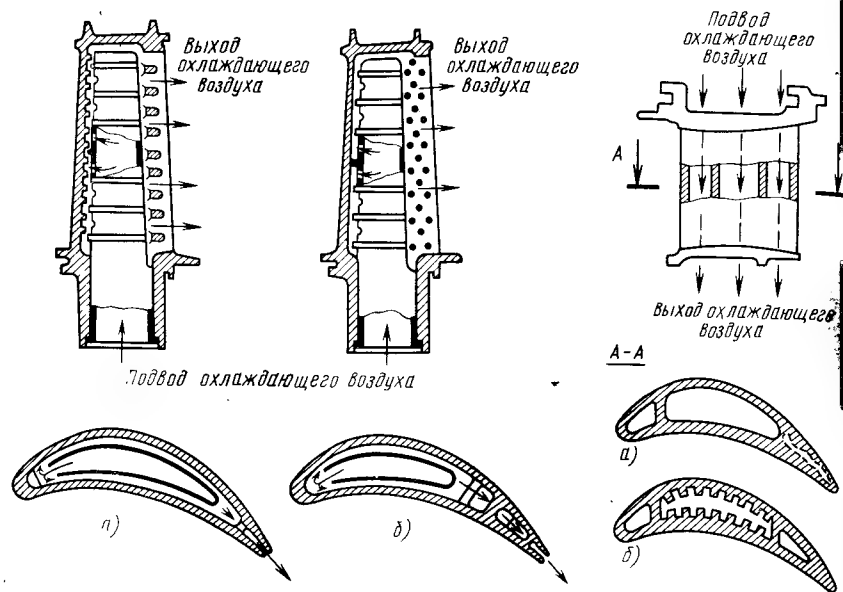


Рис. 5.8. Рабочие лопатки с поперечным течением охлаждающего воздуха:
а — с дефлектором; б — с дефлектором и штырьками в выходной кромке

Рис. 5.9. Схема сопловой лопатки с продольным течением охлаждающего воздуха:
а — без оребрения с волнистым каналом у выходной кромки; б — с оребрением

ции теплообмена вводятся прерывистые выступы и зигзагообразные или профилированные перемычки в районе выходной кромки, поперечное оребрение вдоль спинки и вогнутой внутренней поверхности лопатки, оребрение входной кромки, струйное натекание воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки, поверхности спинки и вогнутой части через щели или отверстия.

При начальной температуре газа перед турбиной свыше 1450–1550 К и соответствующих степенях повышения давления в компрессоре ($\pi_k > 15 \div 20$) схемы внутреннего конвективного охлаждения не обеспечивают длительный срок службы лопаток при умеренных расходах охлаждающего воздуха. В этих случаях применяют более сложные комбинированные схемы охлаждения, в которых внутреннее конвективное охлаждение дополняется внешним пленочным (заградительным) или пористым (проникающим).

При пленочном охлаждении воздух поступает на поверхность лопатки обычно через ряды отверстий, расположенных в шахматном порядке, и создает защитный слой между газом и поверхностью лопатки. В лопатке, поперечное сечение которой показано на рис. 5.12 [19], выполнены две полости. Воздух, поступивший внутрь дефлектора в передней полости, выпускается через пять рядов по 48 отверстий диаметром 0,5 мм у входной кромки и через два ряда по 53 отверстия того же диаметра со стороны спинки и вогнутой поверхности. Воздух, посту-

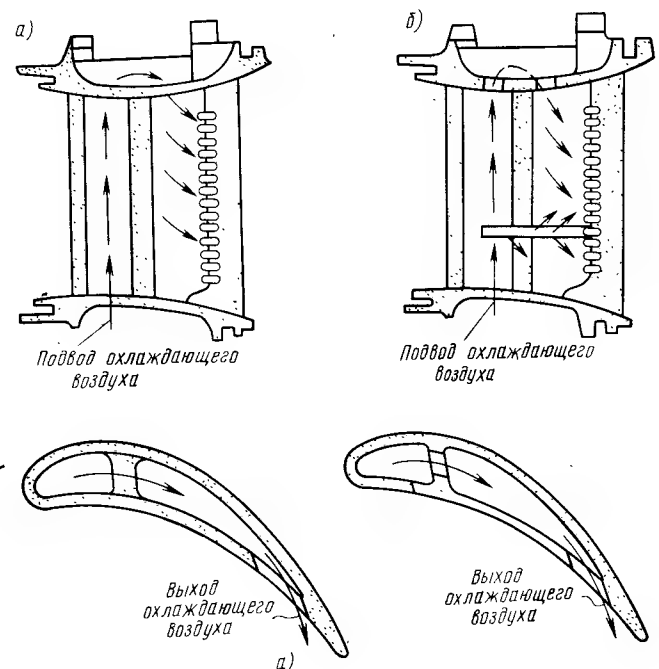


Рис. 5.10. Схемы сопловых лопаток с петлевым течением воздуха:
а — с односторонним подводом воздуха; б — с двусторонним подводом воздуха

пивший **внутрь** дефлектора задней части лопатки, вытекает **через** семь щелей шириной 1 мм на **вогнутую** часть профиля у выходной кромки.

В лопатках с пористым охлаждением воздух подводится во внутренние полости лопатки и продавливается через пористую стенку (рис. 5.13). Поступая на поверхность, воздух создает на лопатке защитную пленку. Если мелкие поры расположены близко одна к другой, то отдельные струйки воздуха сливаются вблизи поверхности и препятствуют подводу теплоты к стенке.

Пористое охлаждение при одинаковых параметрах газа и воздуха требует меньшего расхода воздуха, чем конвективное или конвективно-пленочное. Это уменьшение тем более значительно, чем выше температура газа. Однако пористое охлаждение не дошло пока до промышленного применения. Это объясняется конструктивными, технологическими и эксплуатационными причинами (возможностью засорения пор частицами пыли, содержащимися в охлаждающем воздухе, и твердыми частицами в продуктах сгорания).

В последнее время за рубежом применительно к ГТУ с $T_r = 1700 \div 1900$ К проведены исследования охлаждения рабочих лопаток водой "на выброс"; один из вариантов конструкции лопатки приведен на рис. 5.14. Вода подается через отверстия 8 в диске к коллектору 7, после чего под действием центробежных сил через систему каналов 6 в ножке лопатки и

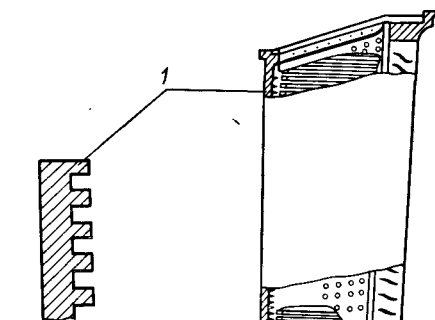


Рис. 5.11. Схема сопловой лопатки с внутренним дефлектором и поперечным течением воздуха:
1 — внутреннее оребрение срединного участка профиля; 2 — отверстия в дефлекторе (перфорация)

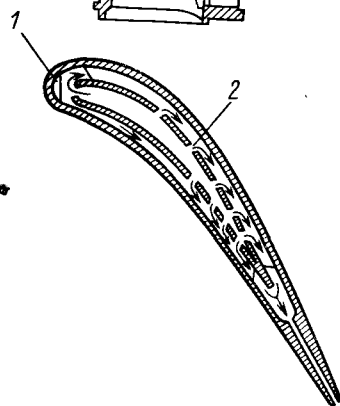
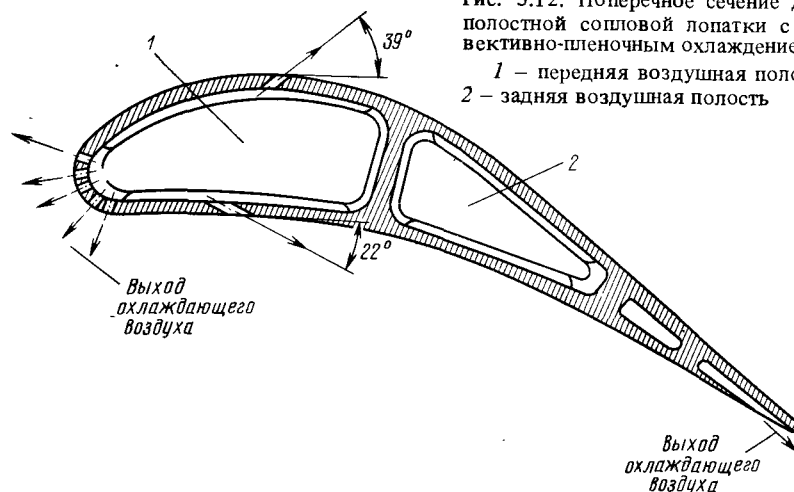


Рис. 5.12. Поперечное сечение двухполостной сопловой лопатки с коактивно-плечным охлаждением:
1 — передняя воздушная полость; 2 — задняя воздушная полость



дозировочное устройство 5 поступает в радиальные каналы 3 в профильной части лопатки. Эти каналы (обычно постоянного по длине прямоугольного сечения) нарезаны на стержне 4 и закрыты припаянной к нему тонкостенной оболочкой 2. При течении по каналам примерно 2/3 воды испа-

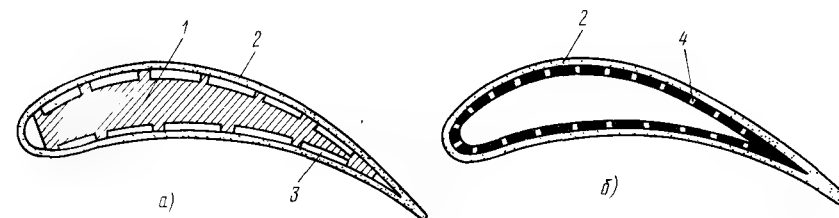


Рис. 5.13. Профили лопатки с пористым охлаждением:
а — с массивным стержнем и системой продольных радиальных каналов; б — полая из листового материала с системой дозирующих отверстий; 1 — стержень; 2 — оболочка; 3 — канал для воздуха; 4 — отверстия

ряется, а оставшаяся часть в жидком виде выбрасывается через торец лопатки. Смесь воды и пара поступает в коллектор 1, выполненный в наружном корпусе турбины, конденсируется при охлаждении и вновь поступает в систему охлаждения. Для обеспечения равномерности охлаждения стержень может выполняться из меди или охлаждающие каналы могут выполняться в медных вставках, впаянных в тело лопатки.

Схемы охлаждения водой "на выброс" имеют недостатки: трудно распределить расход воды по каналам внутри лопатки; возникает эрозийный износ коллектора в корпусе; пар, вытекший в проточную часть, теряется как охладитель.

Работы по двухконтурному охлаждению ведутся низкими темпами из-за указанных выше трудностей. При изготовлении подобных лопаток требуется обеспечить абсолютную герметичность внутренних полостей,

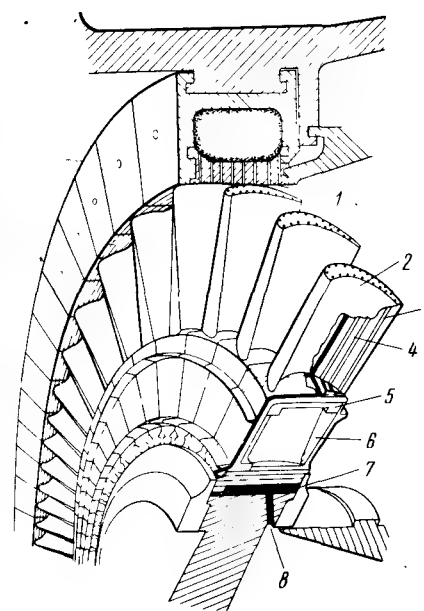


Рис. 5.14. Схема жидкостного охлаждения рабочих лопаток водой "на выброс"

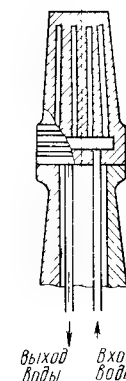


Рис. 5.15. Схема лопатки, охлаждаемой по принципу открытого термосифона

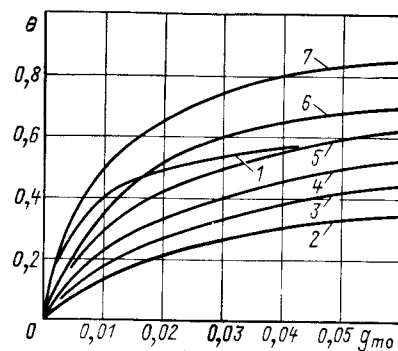


Рис. 5.16. Зависимости относительной глубины охлаждения лопаток θ от относительного расхода охлаждающего воздуха g_{m0} : 1 — оболочковая лопатка (оболочка толщиной 0,3 мм на массивном стержне); 2—4 — лопатки различной конструкции с конвективным воздушным охлаждением; 5 — лопатки с конвективно-пленочным охлаждением; 6 — лопатки с пленочным охлаждением; 7 — лопатки с пористым охлаждением

в которых при работе развивается давление до 20–50 МПа. Такое же требование выдерживается и при изготовлении лопаток, охлаждаемых по принципу открытого термосифона (рис. 5.15) и по принципу тепловой трубы.

При разработках высокотемпературных газовых турбин выбирают какую-либо схему охлаждения каждого соплового аппарата и рабочего колеса. Основной целью выбора является обеспечение требуемого снижения температуры металла лопатки при минимально возможном расходе охладителя. Расход воздуха обычно оценивается в виде относительного расхода $g_{m0} = G_{m0}/G_{mv}$, где G_{mv} — расход воздуха при входе в компрессор двигателя. Минимизация расхода воздуха обеспечивает наименьшее вредное воздействие введения охлаждения на параметры турбины и двигателя.

Чем меньше g_{m0} при определенных T_r и T_d , тем экономичнее при прочих равных условиях система охлаждения. Экономичность или, как иногда говорят, эффективность воздушного охлаждения часто характеризуют относительной глубиной охлаждения $\theta = (T_r - T_d)/(T_r - T_{в, вх})$, где $T_{в, вх}$ — температура охлаждающего воздуха при входе в лопатку, а также указанным выше относительным расходом воздуха g_{m0} . Чем выше значение θ , тем температура лопатки меньше отличается от температуры охлаждающего воздуха, следовательно, тем лучше она охлаждается.

Принято строить зависимости $\theta = \theta(g_{m0})$ (рис. 5.16) для каждой конкретной лопатки и определять значения θ , соответствующие значениям g_{m0} для различных лопаток.

Наиболее полной оценкой эффективности любой системы охлаждения можно считать степень приближения параметров ГТД с данной системой охлаждения к параметрам гипотетического ГТД с той же начальной температурой газа, но без охлаждения.

Другими важными показателями при сравнении и выборе системы охлаждения служат простота конструкции, масса охлаждаемых элементов, технологичность, надежность в работе и др.

5.3. Совершенствование материалов и процессов изготовления

Развитие газотурбостроения невозможно без улучшения прочностных и технологических свойств металлических материалов, без совершенствования технологических процессов изготовления деталей.

Для деталей компрессоров применяются достаточно апробированные материалы и технологические процессы. Так, для дисков осевых компрессоров многих ГТУ применяют теплостойкие хромистые стали с небольшими присадками никеля, молибдена, вольфрама и других металлов, имеющие предел прочности при растяжении примерно 950–1200 МПа. В ряде случаев при температурах нагрева дисков до 470–520 К применяют алюминиевые сплавы типов АК2, АК4, Д1 и др., имеющие пределы прочности при растяжении 360–400 МПа. При температурах до 700 К для дисков применяют титановые сплавы, имеющие предел прочности не меньший, чем у некоторых сталей, при сравнительно небольшой плотности ($4,5 \cdot 10^{-3}$ кг/см³). Однако при больших температурах свойства титановых сплавов ухудшаются. Они значительно более, чем стали, чувствительны к различным концентрациям напряжений.

Рабочие и спрямляющие лопатки осевых компрессоров стационарных и некоторых транспортных ГТУ выполняют из нержавеющей сталей, в которых содержится не менее 12 % хрома; наибольшее распространение получили стали 2Х13, Х17Н2, 13Х14Н2ВФР (ЭИ736) и 1Х12Н2ВМФ (ЭИ961), обладающие высокой демпфирующей способностью, позволяющей уменьшить напряжения в лопатках при колебаниях. Для судовых ГТУ подобные стали применяются с покрытиями, например с никель-кадмиевыми, для предотвращения коррозии материала в среде, насыщенной морскими солями. Если лопатки работают при температуре ниже 500 К, то для их изготовления можно применять алюминиевые сплавы, если это допустимо по условиям эксплуатации. При температуре от 500 до 800 К возможно применение титановых сплавов для лопаток, если указанные выше условия их применения соблюдаются. Для спрямляющих лопаток при рабочих температурах до 500–550 К могут применяться стеклопластики, состоящие из связующего вещества (синтетической смолы) и стекловолокнутого армированного наполнителя, воспринимающего основные нагрузки при работе стеклопластика.

Основное применение для дисков и лопаток газовых турбин находят сплавы на никелевой основе с добавками в различных сочетаниях хрома, алюминия, титана, молибдена, вольфрама, ниобия и других элементов. Для дисков стационарных и некоторых транспортных ГТУ наибольшее распространение получили сплавы на никелевой основе: ХН77ТЮР, ХН70ВМЮТ, ЭИ698, ЭИ607А, ЭИ434 и др. Для рабочих лопаток могут применяться те же материалы, что и для дисков (ХН77ТЮР, ХН70ВМЮТ), а также специальные высокожаропрочные деформированные и литые сплавы на никелевой и никель-хромовокобальтовой основах. Для лопаток ГТУ получили распространение сплавы на никелевой основе: ЭИ826, ЭИ929, ЭП220, ЖС6К, ЖС6КП, ХН55ВМТФКЮ, ЭИ607А, ХН65В9М4ЮТ, ЦЖ20, ЭП800 и др. Особенно широко использован сплав ЭИ893 в газовых турбинах отечественных приводных ГТУ при темпера-

турах металла до 1020 К. Рабочие лопатки первой ступени газовой турбины установки ГТН-16 и первых экземпляров ГТН-25 для ГПА изготовлены штамповкой из жаропрочного сплава ЗИ929ВД, являющегося модификацией исходного сплава ЗИ929 и полученного методом вакуумно-дугового переплава. Такая же модификация выполнена и для сплава ЗИ893. Сплав ЗИ929ВД — один из наиболее жаропрочных отечественных сплавов. Для первой ступени турбины ГТУ типа ГТН-25 освоено, кроме того, изготовление рабочих лопаток из сплавов ЖС6К и ЦНК-7; последний является более коррозионно-стойким, чем сплав ЖС6К.

Для изготовления сопловых лопаток турбин в основном применяют жаропрочные сплавы на никелевой основе: ЖС3, ЖС6К, АНВ-300, 20Х23Н18. Для сопловых лопаток первой и второй ступеней газовой турбины установки ГТН-25 применен коррозионно-стойкий сплав ЭП539ЛМУ.

Жаропрочность сплавов, уже освоенных в газотурбостроении, заметно повышается при применении метода направленной кристаллизации при литье лопаток. Например, предел длительной прочности сплава ЖС6К, полученного методом направленной кристаллизации, при рабочей температуре 1170 К и сроке службы 3–20 тыс. ч увеличивается в 1,35–1,55 раза по сравнению с прочностью сплава, полученного обычным путем; при температуре 1220 К это увеличение достигает 1,6–1,8 раза. Методом направленной кристаллизации изготовлены, например, рабочие лопатки первой ступени турбины установки ГТН-25 из сплавов ЖС6К и ЦНК-7.

Как перспективный рассматривается способ получения лопатки в виде монокристалла. Имеются сведения, что процесс получения монокристаллических лопаток уже вышел из стадии лабораторных исследований и началось промышленное изготовление таких лопаток. Так, американская фирма "Хаумет" ведет работы по изготовлению монокристаллических лопаток для двигателя типа JT9D-7R4: этот двигатель предназначен для пассажирских самолетов "Боинг 767", "Боинг 747" и аэробуса А310. Известно, что фирма поставила полные комплекты охлаждаемых монокристаллических лопаток для нескольких десятков двигателей.

Для сопловых и рабочих лопаток разработаны и разрабатываются высокожаропрочные хромоникелевые сплавы с дисперсными упрочняющими оксидами. Например, сплав МА754 с упрочнением оксидами иттрия может работать при температуре 1500 К и имеет высокие прочностные свойства. Перспективные сплавы этого класса обеспечивают повышение уровня температуры 1255 К на 90 К по сравнению с обычными деформируемыми (ковкими) сплавами. Упрочненные сплавы WAZ-D и МА-6000Е в диапазоне температур 1360–1480 К имеют длительную прочность 105 МПа при сроке службы 1000 ч. Сплав МА-6000Е к тому же обладает высокой пластичностью, высоким сопротивлением окислению и коррозии.

Большие надежды на совершенствование перспективных газовых турбин связывают с разработкой металловолоконистых композиционных материалов, которые могут иметь высокие прочность и пластичность. Один из наиболее жаропрочных композиционных материалов состоит из матри-

цы из жаропрочного сплава, в которой размещаются волокна средним диаметром около 400 мкм из сплава вольфрама с гафнием и углеродом. Предел длительной прочности у этого материала ожидается примерно в 5 раз больше, чем у современных жаропрочных сплавов.

Многие материалы деталей газовых турбин плохо обрабатываются, при изготовлении деталей из них требуется тщательный контроль параметров процесса обработки и качества обработки. Особенно сложны в изготовлении охлаждаемые лопатки газовых турбин. Дальнейшее повышение эффективности охлаждения лопаток, а вместе с ним прогресс в освоении высоких параметров газа в значительной степени зависят от успехов технологии изготовления лопаток.

Основное применение при производстве охлаждаемых лопаток находит технология литья в вакууме по выплавляемым моделям с керамическими или кварцевыми стержнями. Такой процесс изготовления достаточно хорошо отработан; удается получать литые лопатки с минимальной толщиной стенок 0,8–1,0 мм, минимальным диаметром охлаждающих каналов 0,6 мм [44], с оребрением внутренних полостей. Требуется дальнейшее повышение стабильности получения лопаток заданной геометрии, повышение доли высококачественных литых лопаток.

К основным новым технологическим методам изготовления лопаток относятся: порошковая металлургия, применяемая для изготовления деталей компрессоров и турбин; изготовление составных охлаждаемых лопаток и рабочих колес; изготовление слоистых проницаемых материалов для жаровых труб и лопаток; нанесение защитных покрытий на поверхности лопаток; выполнение отверстий для лопаток с пленочным охлаждением; сварка роторов.

Методы порошковой металлургии существенно улучшают свойства материалов и уменьшают стоимость деталей по сравнению со стоимостью при литье или ковке, особенно при применении жаропрочных сплавов. Наиболее перспективной считается технология изостатического прессования, при которой отходы материалов практически отсутствуют. Некоторые из материалов, полученные разработанными методами, имеют предел текучести до 1400 МПа при температуре 920 К и могут работать при температурах до 1030 К. Предел длительной прочности при температуре 920 К и времени работы 10 000 ч у образцов из этих сплавов примерно в 1,5 раза выше, чем у образцов из обычных кованных сплавов.

Методы порошковой металлургии получили применение при изготовлении композиционных материалов, например упоминавшегося выше материала из вольфрамовых волокон в матрице из жаропрочного материала. Эти же методы применяются и для изготовления деталей компрессоров. Например, из высокопрочных алюминиевых сплавов изготавливаются рабочие колеса компрессоров автомобильных двигателей AGT-101 и VW-GT-150, работающие при высоких окружных скоростях — 560 и 513 м/с соответственно.

Применение прогрессивных технологических методов позволяет значительно расширить возможности применения хорошо исследованных способов охлаждения лопаток, например внутреннего конвективного охлаждения. Это можно показать на примере разработанной технологии изго-

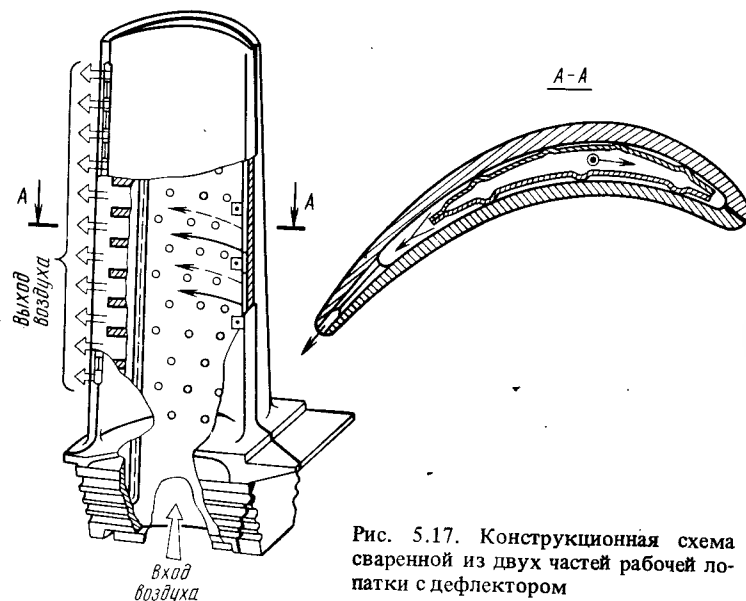


Рис. 5.17. Конструкционная схема сваренной из двух частей рабочей лопатки с дефлектором

товления рабочей охлаждаемой лопатки с дефлектором и поперечным течением охлаждающего воздуха (рис. 5.17). Обычно такая лопатка изготавливается цельнолитой со вставным тонкостенным дефлектором и имеет много недостатков. При изготовлении ее составной из двух частей, соединенных пайкой или сваркой, эти недостатки отсутствуют. В такой лопатке дефлектор может иметь любую форму и расположение, обеспечивающие его фиксацию и наилучший теплоотъем. Лопатки, изготовленные из двух частей, имеют по сравнению с цельнолитыми меньшую массу, лучшие газодинамические характеристики и, по данным фирмы "Пратт-Уитни", увеличенный в 2 раза ресурс.

Оптимизация теплопередающих характеристик охлаждаемой лопатки может быть достигнута при применении так называемой вафельной конструкции. Сошловая лопатка (рис. 5.18, а) такого типа выполняется из поперечных по отношению к оси слоев — "вафель" (для изображенной на рисунке — из 49 слоев толщиной 0,79 мм) из жаростойкого материала — сплава на кобальтовой основе. Рабочая лопатка состоит из радиально расположенных слоев (16 на рис. 5.18, б) из никелевого сплава толщиной 1,65 мм и блоков передней и задней кромок. Элементы систем охлаждения (турбулизаторы в сошловой лопатке, продольные каналы в рабочей лопатке и др.) получают путем фототравления исходных слоев. Слои соединяются между собой диффузионной пайкой; после соединения наружная поверхность лопатки обрабатывается и на нее наносится покрытие. Такие лопатки имеют равномерные температурные поля и относительно большую глубину охлаждения: $\theta = 0,74$ для сошловой и $\theta = 0,6$ для рабочей лопаток, однако при очень больших расходах охлаждающего воздуха — соответственно при $g_{mo} = 0,11$ и $g_{mo} = 0,05$. По указанной технологии выполнялись сошловые лопатки центростремительной

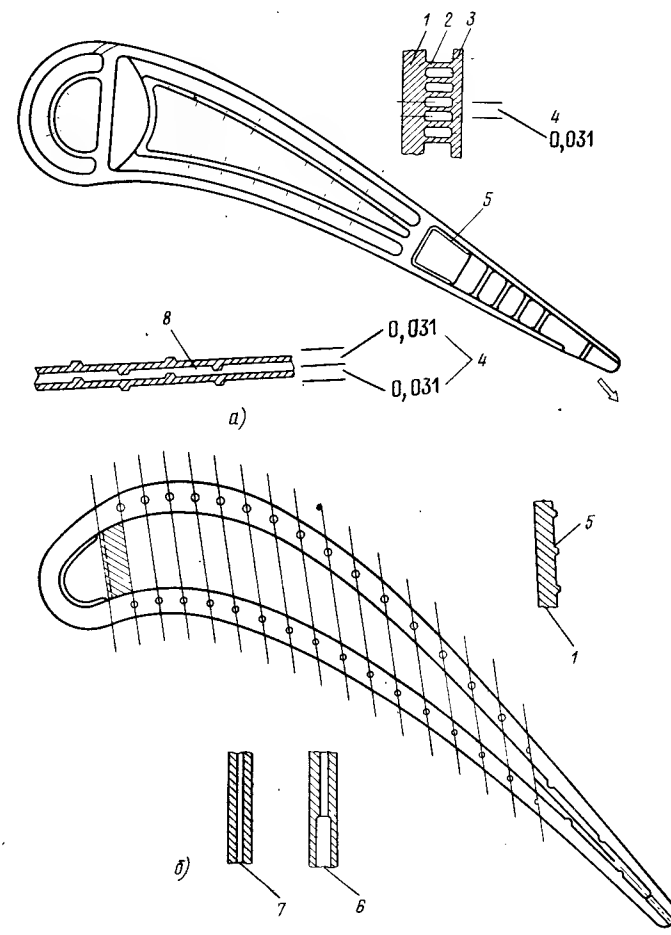


Рис. 5.18. Профили лопаток "вафельной" конструкции:

а — сошловой; б — рабочей; 1 — входная кромка; 2 — ребра; 3 — пластина с отверстиями для струйного охлаждения; 4 — шаг "вафель"; 5 — турбулизаторы; 6 — радиальные отверстия на спинке; 7 — радиальные отверстия на вогнутой стороне; 8 — охлаждающие каналы у входной кромки

турбины двигателя GT-601. Отметим, что изготовление детали из набора протравленных пластин допускает большое разнообразие форм: практически любая конфигурация полости может быть выполнена с точностью $\pm 0,05$ мм. Такая технология позволила фирме "Гэррит" разработать и испытать рабочее колесо центростремительной турбины (рис. 5.19) с весьма сложной системой внутренних каналов. Колесо изготовлено за одно целое с лопатками из 141 прямоугольной пластины заготовки толщиной 0,508 мм из жаропрочного сплава; пластины имели 92 различные конфигурации элементов охлаждающих каналов, полученных с применением ЭВМ. Эти пластины предварительно тщательно обрабатывались для получения весьма точной толщины, после чего подвер-

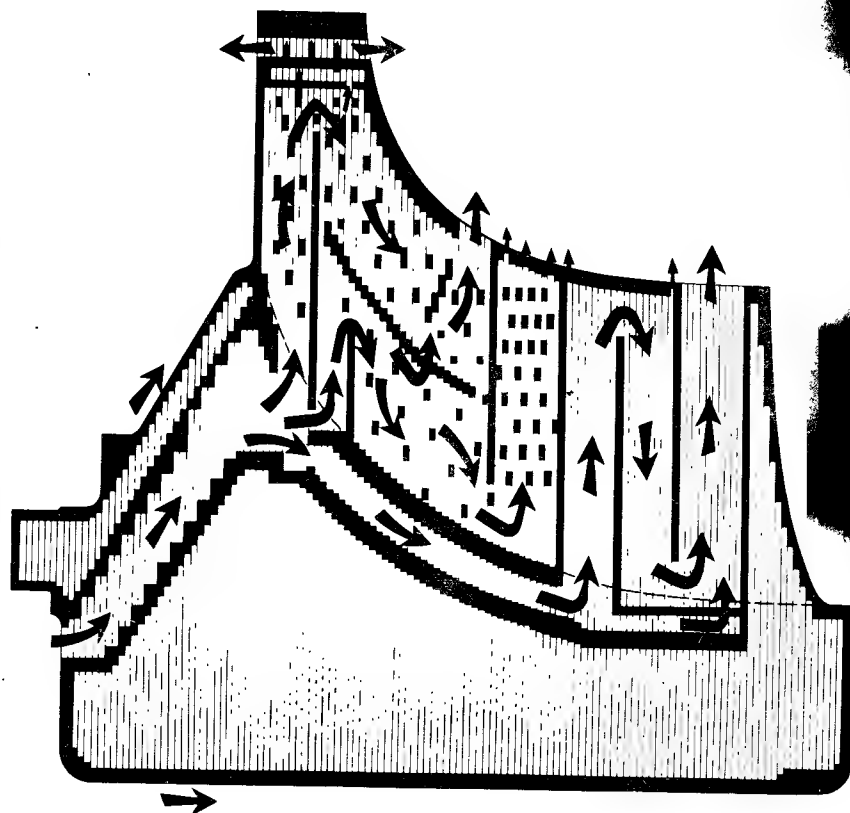


Рис. 5.19. Схема охлаждения многослойного рабочего колеса центробежной турбины, изготовленного путем спекания слоев (стрелками показан путь охлаждающего воздуха)

гались фототравлению, спекались в единый блок и обрабатывались для получения заданных наружных размеров колеса.

Такой же процесс разработан и для изготовления рабочих колес осевых турбин за одно целое с лопатками малых размеров.

Для жаровых труб и лопаток с пористым охлаждением находят применение слоистые материалы ("лэмиллой") (рис. 5.20). Их получают обычно из двух-четырех обработанных фототравлением слоев, соединяемых диффузионной пайкой. Из таких материалов выполняют оболочки, которые закрепляются на стержнях лопаток. На них предварительно выполняется система каналов, обеспечивающих после закрепления оболочки из "лэмиллой" раздачу охлаждающего воздуха. Слоистые материалы позволяют выбирать размеры и форму охлаждающих каналов и отверстий, их расположение и наклон к охлаждаемой поверхности и, следовательно, получать переменную по профильной части лопатки проницаемость материала, обеспечивающую наиболее эффективное охлаждение. Многослойные материалы уже применены и испытаны в камерах сгорания некоторых ГТД.

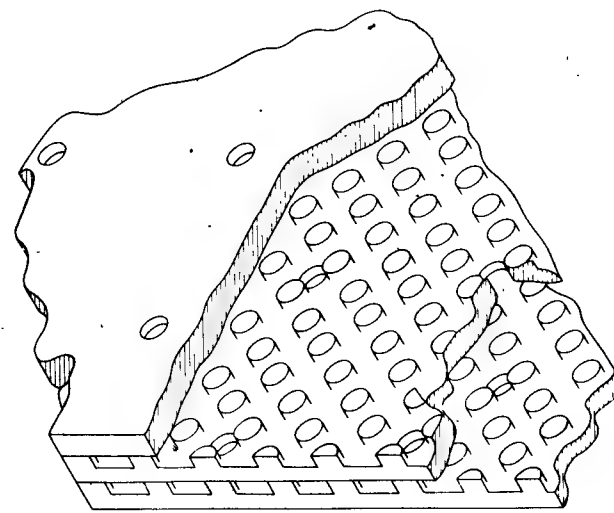


Рис. 5.20. Внутренняя структура пористого материала типа "лэмиллой"

При работе в составе некоторых ГТУ высокожаропрочные сплавы теряют свои свойства, не проработав положенного срока при заданной температуре, из-за коррозии; в результате сроки службы таких ГТУ определяются не уровнем температуры газа, а коррозией материалов. Один из ее видов — сульфидно-окисная коррозия, обусловленная присутствием в золовых отложениях на турбинных лопатках сульфата натрия. Высокой стойкостью против такой коррозии обладают сплавы, содержащие не менее 20 % хрома.

Одним из основных методов предотвращения сульфидно-окисной коррозии является применение защитных покрытий. Наиболее простые из них, применявшиеся ранее, — металлические покрытия на основе алюминия: простое алитирование и алюминидные покрытия с использованием в качестве легирующих добавок хрома, кремния, тантала, бора и других элементов. Покрытия этого типа имеют толщину 40–100 мкм и наносятся на лопатки различными методами: термодиффузией, металлизацией, электронно-лучевым способом. Более стойкими против сульфидно-окисной коррозии являются сложные платинохромалюминиевые защитные покрытия. Их наносят в два приема: сначала гальваническим способом на профильную часть лопатки осаждают тонкий (примерно 6 мкм) слой платины, а затем диффузионным способом наносят хром и алюминий. Получающееся защитное покрытие в 10 раз более стойко, чем простое алитирование. По данным фирмы "Дженерал электрик", ресурс работы лопаток из никелевого сплава JN738 в условиях сульфидно-окисной коррозии повышается в результате нанесения этого покрытия в 1,5–2 раза.

Особенно перспективным способом нанесения защитных покрытий считается электронно-лучевое испарение металлических и неметаллических материалов в вакууме и последующая конденсация паровой фазы. В результате можно получать слои покрытий толщиной от сотых долей

миллиметра до нескольких миллиметров. При этом можно создавать материалы с заданными физико-химическими свойствами.

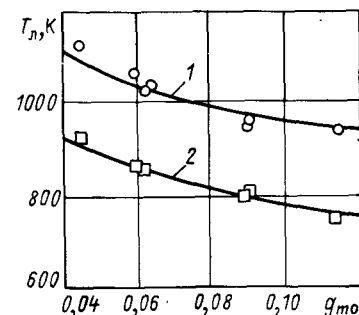
В 1980 г. в лаборатории Института электросварки им. Е.О. Патона АН УССР на сопловые лопатки ГТУ типа ГТК-10-4 методом электронно-лучевой технологии были нанесены три типа защитных покрытий. Они наносились испарением в вакууме при температуре 1170–1220 К, после чего лопатки отжигались в вакуумной печи при температуре 1310–1320 К в течение 4 ч. После наработки 3160 ч на станциях лопатки находились в хорошем состоянии [46]. В лабораторных условиях было исследовано влияние покрытий типа Co-Cr-Fe-ZrO_2 , нанесенных тем же методом на образцы из сплава ЖС6К, на их долговечность. Полученные результаты, перенесенные на долговечность лопаток в условиях эксплуатации, показали, что если без покрытия эти лопатки работоспособны при эксплуатации установки ГТ-100 в течение 2000–3000 ч, то применение этого покрытия обеспечит работоспособность в течение всего расчетного ресурса, т.е. 30 тыс. ч.

Все большее распространение получают защитные покрытия типа Me-Cr-Al-Y , где в качестве основного металла (Me) применяются Cr, Ni или Fe. Такие покрытия наносятся на лопатки турбин в вакуумных установках указанным методом электронно-лучевого испарения материала с последующей конденсацией на поверхностях лопаток и обладают высокими антикоррозионными свойствами, хорошей адгезией к защищаемому сплаву и являются стойкими при циклических изменениях рабочей температуры. Покрытие типа Ni-Cr-Al-Y с содержанием Cr, Al, Y (в процентах) соответственно 38, 11, 0,25 (Ni — основа) имеет примерно в 3 раза большую коррозионную стойкость, чем обычно применяемые алюминиевые защитные покрытия.

В целом, как отмечено в [29], разработка перспективных защитных покрытий для лопаток турбин ведется в направлении усложнения их химического состава, использования многослойных покрытий, применения таких технологических методов, которые обеспечивали бы получение на поверхности лопатки слоя, имеющего состав, независимый от состава основного сплава. Уже полученные экспериментальные результаты создали базу для перехода к широкому промышленному внедрению покрытий для повышения работоспособности лопаточных аппаратов ГТУ. Технологические процессы, применяемые для нанесения покрытий, могут использоваться для изготовления оболочковых лопаток с высокой эффективностью охлаждения.

Кроме защитных и конструкционных покрытий, для охлаждаемых лопаток применяют термобарьерные покрытия. Они позволяют упростить схему охлаждения и уменьшить расход охлаждающего воздуха в лопатках. Такие покрытия имеют чрезвычайно низкую теплопроводность, благодаря чему в слое покрытия создается увеличенный теплоперепад температуры, способствующий при заданной температуре наружной поверхности снижению температуры внутренней поверхности лопатки и тем самым уменьшению расхода воздуха, необходимого для снятия заданного теплового потока. К термобарьерным покрытиям относится, например, двухслойное покрытие из тонкого (0,03–0,1 мм) связующего подслоя

Рис. 5.21. Сравнение расчетных (линии) и измеренных (точки) значений температуры входных кромок сопловых лопаток турбины $T_{\text{л}}$ на среднем диаметре без покрытия (кривая 1) и с циркониевым покрытием (кривая 2) в зависимости от $g_{\text{то}}$ (параметры режима: $T_{\text{Г}} = 1644 \text{ К}$; $p_{\text{Г}} = 0,3 \text{ МПа}$; $T_{\text{вх}} = 319 \text{ К}$)



из металлического сплава (например, из Ni, 16% Cr, 6% Al, 0,6% Y) и основного слоя толщиной 0,25–0,64 мм, состоящего из оксида циркония с присадками оксида кальция, магния или иттрия. Расчеты и испытания показали возможность заметного уменьшения температуры металла охлаждаемых лопаток с термобарьерным покрытием толщиной 0,28 мм (рис. 5.21). В турбине с заданной температурой металла лопаток термобарьерное покрытие обеспечивает эффективность охлаждения, практически равноценную конструкционно более сложному пленочному охлаждению. Еще большие преимущества термобарьерное покрытие может обеспечить при больших тепловых потоках в охлаждаемых лопатках турбин перспективных ГТД.

В результате исследований, проведенных НАСА*, установлено, что наилучшим по надежности, а также по суммарной стоимости материала и операции нанесения покрытия является термобарьерное покрытие из оксида циркония толщиной 0,28–0,64 мм с добавками 12 % оксида иттрия, нанесенное на связующий металлический подслой толщиной примерно 0,1 мм из сплава Ni, 16 % Cr, 6 % Al, 0,6 % Y. Однако такое покрытие имеет недостаточную стойкость и долговечность при работе на низкоккачественных видах топлива.

Расширение применения пленочного и пористого охлаждения во многом зависит от совершенствования технологии изготовления лопаток, и прежде всего от развития методов получения отверстий малого диаметра в защищаемых вдувом воздуха элементах лопаток. Мелкие отверстия для пленочного охлаждения получить при отливке лопаток невозможно. Их выполняют в основном методом электрохимической обработки. Этот метод позволяет изготавливать отверстия диаметром до 0,015 мм. Возможно применение лазерного и электронно-лучевого сверления, при котором производительность оказывается намного больше, чем при электрохимической обработке. Электронно-лучевая прошивка позволяет выполнять отверстия диаметром 0,1–2 мм как перпендикулярно, так и под углом до 20° к поверхности детали.

С внедрением электронно-лучевой сварки появилась возможность изготавливать сварные роторы, и сейчас такой способ сварки применяется, например, на НЗЛ для изготовления некоторых деталей и узлов, в част-

* НАСА — Национальное управление по аэронавтике и исследованию космического пространства (США).

ности сопловых лопаток турбин. Иностранные фирмы также широко применяют электронно-лучевую сварку, например барабан ротора компрессора ГТУ "Марс" (см. рис. 3.6) сварен электронным лучом в вакуумной камере из 15 дисков.

ГТУ содержат большое число однотипных элементов, изготовление которых легко поддается автоматизации. В связи с развитием роботизации и микропроцессорной техники появилась возможность заметно повысить производительность путем автоматизации механической обработки. Например, на фирме "Роллс-Ройс" введена автоматическая линия, использующая роботы для механической обработки рабочих лопаток турбин, полученных литьем в вакууме. Система обеспечивает снижение времени шлифовальных операций с 6 мин до 45 с. Применение роботов позволило уменьшить эксплуатационные расходы и улучшить контроль за изготовлением лопаток.

Наиболее перспективными керамическими материалами (КМ) для ГТУ считаются нитрид кремния Si_3N_4 и карбид кремния SiC . Эти материалы имеют следующие необходимые для деталей ГТУ свойства: высокую термостойкость (выдерживают скорость нагрева или охлаждения до 500 К/с и более); высокую коррозионную стойкость, нечувствительность к соединениям, содержащим серу, ванадий, натрий; высокую эрозионную стойкость (твердость КМ соизмерима или выше твердости частиц, содержащихся в продуктах сгорания); высокую жаропрочность или высокотемпературную прочность на сжатие (выше, чем у металлов); низкую стоимость исходных продуктов и доступность сырья. Привлекательным свойством КМ является низкая плотность — всего 2,7–3,2 г/см³, поэтому детали из них получаются примерно в 3 раза легче, чем из металлических сплавов.

Порошок нитрида кремния получают различными способами: азотированием кремния, газофазным синтезом, реакцией на жидкофазной поверхности, восстановлением и азотированием кремния высокой чистоты. Для спекания КМ разработаны технологические процессы реакционного спекания, горячего изостатического прессования (ГИП), химического осаждения из паровой фазы и др. На свойства Si_3N_4 , получаемого методом ГИП, в частности, на плотность, влияют давление, температура и продолжительность процесса. Максимальная плотность получается при прессовании, проводимом при температуре 1970 К, давлении 200 МПа и при 1920 К, 100 МПа. Оптимальная продолжительность процесса при 1970 К — 30 мин. Фирма ASEA (Швеция) разработала процесс ГИП для формообразования деталей из порошка Si_3N_4 . Процесс заключается в поддержании всестороннего равномерного давления на оболочку с порошковой массой при температуре, составляющей 0,5–0,8 температуры плавления, и давлении 100–300 МПа. Этот процесс может обеспечить получение спрессованных до беспористого состояния КМ с удовлетворительной чистотой поверхности, высоким пределом прочности при растяжении*, сопротивлением ползучести и точностью изготовления. Получаемые

*Основной характеристикой прочности КМ является условный предел прочности, определяемый при трех- или четырехточечном изгибе балки-образца, имеющего прямоугольное сечение.

Таблица 5.1. Свойства некоторых зарубежных нитридокарбидных конструкционных керамических материалов

Фирма и тип материала	Краткая характеристика	Плотность, г/см ³	Прочность при четырехточечном изгибе при комнатной температуре, МПа
"Нортон", NC-435	Карбид кремния, инфильтрованный кремнием	2,96	344–452
"Карборундум", SiC	Спеченный карбид кремния α -фазы	3,16	304
"Дженерал электрик", SiC	Спеченный карбид кремния	3,04	442
UKAEA/BNF, SN-201	Карбид кремния, инфильтрованный кремнием	3,11	338
"Нортон", NC-350	Реакционно-спеченный нитрид кремния	2,41–2,55	162–234
"Кавеки-Берилко", Si_3N_4	Реакционно-спеченный нитрид кремния	2,35–2,53	123–158
"Эрисерч", RBN-101	Реакционно-спеченный нитрид кремния, формируемый шликерным литьем	2,85	260
"Форд", Si_3N_4	Реакционно-спеченный нитрид кремния, формируемый инжекционным методом	2,75	263
"Индусса/Нипон Денко", Si_3N_4	Реакционно-спеченный нитрид кремния	2,08	78,5
"GTE Сильвания", Si_3N_4	Спеченный нитрид кремния с 6% Y_2O_3 (по массе)	3,23	536
"Эрисерч", RBN-122	Реакционно-спеченный нитрид кремния, формируемый инжекционным методом	2,66	234

при этом детали после формования почти не требуют механической обработки. ГИП позволяет получать из Si_3N_4 детали сложной формы. Примерно аналогичный результат дает процесс химического осаждения из паровой фазы.

Наиболее известные марки и фирмы-изготовители некоторых КМ приведены в табл. 5.1. Некоторые обобщенные физические и механические свойства КМ в сравнении с известным жаропрочным сплавом Inco713C (по данным фирмы "Фольксваген") приведены в табл. 5.2.

Изучение свойств КМ показало, что прочность большинства деталей из Si_3N_4 с ростом температуры снижается, причем механические свойства очень разнообразны и сильно зависят от способа получения КМ. Предел прочности основных типов Si_3N_4 при 1470 К укладывается в диапазон 70–350 МПа. Имеются КМ на основе Si_3N_4 , прочность которых с ростом температуры от комнатной до 1500 К возрастает вдвое, и только затем отмечается постепенное ее снижение.

Прочность карбидов кремния слабо возрастает с ростом температуры

Таблица 5.2. Некоторые свойства керамических конструкционных материалов

Материал	Температура плавления, К	Плотность, г/см ³	Температурный коэффициент линейного расширения при 300–1260 К, $\alpha \cdot 10^{-6}, \text{К}^{-1}$	Теплопроводность при 1260 К, Вт/(м · К)	Модуль упругости при 1260 К, $E \cdot 10^{-5}$, МПа
Si ₃ N ₄ горячего прессования	2170	3,2	3,1	18	2,9
Si ₃ N ₄ реакционно-спеченный	3170	2,6	3,0	9	1,8
Si ₃ N ₄ горячего прессования	2520	3,12	4,3	60	4,1
Si ₃ N ₄ реакционно-спеченный, инфилтрированный кремнием	1650*	3,12	4,4	50	1,8
Si ₃ N ₄ реакционно-спеченный	2520	2,7	4,8	22	2,0
Стеклокерамический материал	1975	2,2	0,6	1,0	0,12
Жаропрочный сплав Inco 713C	1560	7,7	15	25	1,7

* Температура плавления свободного кремния

до 1470–1570 К, а затем снижается. При температурах выше 1520–1570 К прочность на изгиб у этих материалов выше, чем у Si₃N₄.

Основное отличие механических свойств КМ от свойств металлических материалов заключается в их хрупкости и малой пластичности; при высоких напряжениях в КМ появляются трещины, которые быстро распространяются по объему и приводят к разрушению детали. Источниками трещин в КМ являются микродефекты либо на поверхности, либо в его объеме.

Разброс прочностных свойств (в частности, предела прочности на разрыв) у КМ обычно выше, чем у металлов, что приводит к необходимости более тщательной обработки поверхности деталей из КМ. КМ обладают и другим нежелательным свойством — очень низкой ударной вязкостью.

Хрупкость КМ вызывает необходимость оценивать их прочность иначе, чем прочность металлических материалов: для их практического использования необходимо знать не только прочностные свойства, но и вероятность разрушения. Разработаны методы, позволяющие оценивать эту вероятность, и критерии оценки ее значений.

Напряжение, вызывающее разрушение КМ, когда еще не наблюдается рост трещины, может быть определено по формуле:

$$\sigma_f = k_c / (Y \sqrt{a}),$$

где k_c — коэффициент интенсивности напряжений, необходимых для роста

трещины (постоянная материала); Y — коэффициент, зависящий от геометрических характеристик, формы, ориентации и расположения трещин; a — размер дефекта. Типичными микродефектами являются внутренние пустоты и включения, которые образуются в процессе изготовления детали, а также поверхностные царапины, появляющиеся при обработке ее поверхности. Отклонения размеров дефекта от некоторого среднего вызывают необходимость определения вероятности разрушения. Изменения прочности из-за таких отклонений рассматриваются на основе модели слабейшего звена Вейбулла, предполагающей, что вероятность разрушения

$$p = 1 - e^{-R}, \quad (5.1)$$

где R — опасность разрушения. Для так называемого двухпараметрического распределения Вейбулла (по некоторому характеристическому напряжению σ_0 и модулю m) значение R определяется интегрированием напряжений σ по всему объему V :

$$R = \int_V (\sigma/\sigma_0)^m dV = kV(\sigma_{\max}/\sigma_0)^m, \quad (5.2)$$

где k — коэффициент, зависящий от нагрузки; $\sigma_{\max}$ — максимальное напряжение в образце или конструкции. Параметры Вейбулла σ_0 и m определяются на образцах с известной площадью поверхности, выполненных из того же материала, что и деталь, и имеющих такую же обработку поверхности. Модуль m определяет разброс распределения значений прочности; малым значениям m соответствует большее значение рассеяния; другими словами, чем выше m , тем более плотно распределены свойства КМ. Из (5.1) и (5.2) следует, что

$$\ln \ln [1/(1 - p)] = m \ln \sigma + \text{const},$$

поэтому в результате испытаний образцов методом наименьших квадратов оценивают угловой коэффициент m , соответствующий измеренным значениям прочности. Вероятность p определяется отношением $n/(N + 1)$, где n — порядковый номер, N — общее число образцов.

Характерными значениями модуля Вейбулла, например, для нитрида кремния с добавлением Y₂O₃ и Al₂O₃, получаемого путем ГИП и предназначенного для лопаток турбин, являются $m = 13 \div 17$. Для многих других КМ $m = 7 \div 10$.

Коэффициент k определяется при однородном распределении напряжений и может быть вычислен из (5.2):

$$k = \int_V (\sigma/\sigma_{\max})^m (dV/V).$$

Для однородного растяжения $k = 1$. Для чистого изгиба с постоянным распределением напряжений вдоль длины образца $k = 1/2(m + 1)$; для четырехточечного изгиба $k = 1/2(m + 1)^2$.

Для точного определения вероятности разрушения конструкции, подверженной как термическим, так и механическим нагрузкам, должен быть вычислен интеграл $\int_V \sigma^m dV$ в (5.2). Напряжения в деталях газовых турбин часто определяют с помощью метода конечных элементов, посто-

му вероятностный расчет включают в программу вычисления напряжений и вероятности разрушения на ЭВМ с тем, чтобы вычисления напряжений и вероятности разрушения выполнялись одновременно. Достоверность результатов, получаемых изложенным методом, зависит от того, насколько тип дефектов в образце отвечает тому, который возникает в рассчитываемой детали.

Изложенная методика использована, например, для оценки надежности керамических роторов двигателя AGT-101.

При высоких (свыше 1270 К) рабочих температурах на прочность КМ обычно влияет фактор времени. С течением времени может происходить медленный рост трещин, могут наблюдаться ползучесть и нестабильность материала, выражающаяся в снижении физических свойств или в уменьшении прочности. Высказывается предположение, что основным механизмом, управляющим процессом усталостного разрушения, является высокотемпературное распространение трещин.

Для получения достоверных оценок надежности деталей исследуют структуру КМ с целью выявления дефектов размерами 0,01–0,1 мм посредством высокочастотной ультразвуковой дефектоскопии.

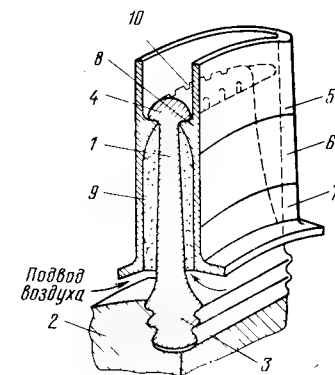
Для повышения ударной прочности КМ применяются армирование керамики волокнами (например, из тантала), упрочнение КМ путем сжатия поверхностных слоев, нанесение покрытий, поглощающих энергию при ударах. В частности, разработана технология нанесения пористого реакционно-спекаемого Si_3N_4 , получаемого путем азотирования порошков кремния, на основу из плотного Si_3N_4 , полученного горячим прессованием. Испытания образцов при температурах 293 и 1640 К показали, что ударная прочность при наличии защитного слоя увеличивается в 6–7 раз.

Разработаны способы формирования деталей из КМ: изостатическое прессование, плазменное напыление, инжекционное литье, шликерное литье, выдавливание (экструзия) и др. Выбор способа зависит от размеров и формы детали, требуемых механических свойств.

Одной из принципиальных трудностей конструирования роторов из КМ является плохая прочность таких материалов при растяжении. Поскольку пока нет КМ для роторов, способных работать при высоких температурах длительное время, предлагаются промежуточные решения, в которых компенсируются недостатки керамических материалов. Например, разрабатываются конструкции, позволяющие заменить работу КМ на растяжение работой на сжатие. Предложена конструкция составной лопатки (рис. 5.22), в которой металлический стержень 1 крепится в диске 2 посредством елочного хвостовика 3 и имеет расширенную периферийную часть 4 грибовидного сечения. Профильная часть выполнена в виде керамических оболочек 5–7, расположенных одна над другой. Центрирование верхнего элемента осуществляется по опорным поверхностям 8 стержня 1. Объем между стержнем и профильной оболочкой заполнен упругой жаростойкой массой 9. Для охлаждения металлического стержня предусмотрен подвод воздуха, вытекающего через каналы 10 в радиальный зазор.

Соединение металлических и керамических деталей, в частности ме-

Рис. 5.22. Конструкция составной рабочей лопатки с керамической оболочкой



таллического диска и керамических лопаток, представляет собой сложную задачу. Специальная программа разработки способа соединения таких деталей выполнена фирмой "Пратт-Уитни". Выбран способ, объединяющий процесс изотермического прессования двух половин диска из никелевого деформируемого сплава и диффузионной сварки этих половин с рабочими лопатками из Si_3N_4 . Проведенные испытания роторов с такими дисками при температурах до 1500 К и частоте вращения до $45\,000\text{ мин}^{-1}$ показали перспективность разработанной технологии и возможность проведения исследований при более высокой температуре (1640 К).

Сопловые аппараты с керамическими лопатками могут быть двух типов: монолитные и составные (наборные). Последние обеспечивают подвижность отдельных лопаток в конструкции.

Основные работы по КМ ведутся применительно к АГТД (см. § 2.6). В ходе разработок деталей выявляются трудности, которые не позволяют с полной уверенностью прогнозировать успешное завершение программ создания АГТД с КМ в намеченные сроки и обеспечить требуемый ресурс керамических деталей (3500 ч). Срок службы опытных деталей из КМ при работе на режимах с T_r до 1570 К является пока неудовлетворительным. Максимально достигнутая наработка одиночных сопловых лопаток из SiC в составе турбин двигателя GT-404 при $T_r = 1310\text{ К}$ достигла 1541 ч, а монолитного соплового аппарата из Si_3N_4 двигателя AGT-101 — 401 ч при $T_r = 1326\text{ К}$. Максимальная достигнутая наработка цельнокерамических колес турбины из Si_3N_4 фирмы "Форд" составила 200 ч при $T_r = 1473\text{ К}$ и $n = 50\,000\text{ мин}^{-1}$ и всего 37 ч при $T_r = 1644\text{ К}$ при той же частоте вращения. Вместе с тем уже имеются сведения об успешных испытаниях роторов из Si_3N_4 без лопаток для АГТД AGT-101 при частотах вращения $n = 134\,000$ и $115\,000\text{ мин}^{-1}$, превосходящих расчетную ($100\,000\text{ мин}^{-1}$).

При прогнозируемом массовом производстве АГТД возможны трудности с обеспечением стабильности качества деталей в процессе изготовления, на которое влияет качество исходных материалов (чистота порошков, гранулометрический состав). Для контроля качества необходима разработка методов неразрушающего контроля деталей из КМ.

При разработке перспективных АЗГТУ с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами рассматриваются возможности применения материалов двух типов: освоенных жаропрочных и жаростойких сплавов (в основном никелевых) и молибденовых (а также ниобиевых) сплавов, не применяющихся в ГТУ на органическом топливе. Малолегированные и нержавеющие стали не рекомендуется применять в ГТУ с ВТГР

при температурах свыше 920 К. Однако сплавы на никелевой основе, видимо, найдут применение и при более высоких температурах, как с охлаждением, так и без охлаждения турбин ГТУ. Известна, например, проектная проработка комбинированной установки с газоохлаждаемым реактором с $T_r = 1173$ К, в которой предусмотрено охлаждение лопаток нескольких первых рядов турбины, изготовленных из освоенных никелевых сплавов [26]. Никелевый сплав типа ЭИ893 рассмотрен в качестве материала лопаток последней ступени турбины АЗГТУ с начальной температурой гелия $T_r = 1223$ К [16]. Зарубежными экспериментами подтверждено, что никелевые сплавы типа IN100 и IN738 не теряют механических свойств в течение 13 000 ч при температурах до 1173 К. Эти сплавы содержат соответственно 10 и 16 % Cr, 15 и 8,5 %, Co, 3 и 1,7 % Mo, 5,5 и 3,4 % Al, 4,7 и 3,4 % Ti и другие легирующие добавки.

Молибденовые сплавы считаются наиболее перспективными для турбин АЗГТУ с ВТГР. Они имеют большую прочность при высоких температурах, но не выдерживают окислительной среды, поэтому в ГТУ открытого цикла не применяются. Один из молибденовых сплавов — TZM (0,03 % C, 0,5 % Ti, 0,08 % Zr, остальное — молибден) испытан в гелиевой среде. Он может применяться при рабочих температурах 1200–1450 К. Лопатки из него получают штамповкой. Длительная прочность сплава при температуре 1150 К и сроке службы 10^4 и 10^5 ч одинакова — примерно 380 МПа. При температуре 1320 К и сроке службы 10^4 и 10^5 ч длительная прочность равна соответственно 270 и 190 МПа. Этот сплав рассмотрен в качестве материала первых ступеней турбины ГТУ с ВТГР с $T_r = 1223$ К [16].

5.4. Повышение эксплуатационной надежности и удлинение срока службы

Обеспечение надежности и продление срока службы ГТУ ставятся наряду с повышением топливной экономичности как основные задачи газотурбостроения. Надежность закладывают при проектировании установки, обеспечивают при ее изготовлении и поддерживают в эксплуатации. К мероприятиям, обеспечивающим надежность и удлинение срока службы при проектировании, можно отнести: выбор материалов деталей ГТУ с учетом реальных условий эксплуатации, способных работать в течение заданного срока службы установки; правильный выбор зазоров, натягов, биений и т.п.; точную оценку маневренных качеств установки, учитывающую темпы прогрева деталей, особенности характеристик узлов и др.; выбор конструкции узлов и деталей, учитывающей особенности работы установки (например, возможную качку судна, ударные нагрузки на локомотивные ГТУ и т.п.); выбор схемы установки, размеров и массы ее узлов, обеспечивающих необходимые маневренные качества установки; выбор конструктивных мер, позволяющих устранять недостатки в двигателях при их эксплуатации (например, должны быть предусмотрены меры, обеспечивающие очистку проточных частей от отложений солей, пыли и т.п.); отстройку от резонансов деталей в рабочем диапазоне частот вращения, степень демпфирования колебаний.

К мероприятиям, обеспечивающим надежность установки при ее изготовлении, относятся: выполнение заложенных при конструировании требований к изготовлению деталей и узлов, тщательный контроль точности и чистоты поверхностей деталей, точности сборки и балансировки узлов, обеспечение высокого качества монтажа и наладки ГТУ на объекте.

Наиболее существенными эксплуатационными факторами, влияющими на надежность ГТУ, являются следующие: качество обслуживания ГТУ во время эксплуатации; качество проведения ремонтных работ; уровень надежности системы автоматического управления и защиты ГТУ; уровень работоспособности и эффективности вспомогательных систем подготовки рабочих сред, таких, как фильтрация, охлаждение и подогрев масла; фильтрация и подготовка топлива; фильтрация и (иногда) подогрев рабочего воздуха при входе в ГТУ и т.п.

Перспективным направлением в решении задач технического обслуживания с целью увеличения межремонтного ресурса и надежности ГТУ является применение методов и средств технической диагностики ГТУ. Диагностика позволяет точно определять техническое состояние работающего агрегата и прогнозировать изменение его состояния, позволяет перейти от системы планово-предупредительных ремонтов к обслуживанию по фактическому состоянию установки. При таком обслуживании сокращаются затраты на ремонт, увеличивается межремонтный ресурс, уменьшаются потребности в запасных частях и т.д. Основными методами технической диагностики ГТУ являются: осмотр деталей проточной части без разборки ГТУ с помощью специальных приборов-бороскопов; вибрационная диагностика; оценка состояния подшипников путем контроля за наличием металлической стружки в системе слива масла из подшипников и др.

Принципиальная схема бороскопа показана на рис. 5.23. Места ввода бороскопа и поля, которые удается при этом осмотреть, показаны на примере газогенератора двигателя RB.211. Бороскоп вводится в проточную часть через специально выполненные каналы, которые при работе заглушены пробками.

Осмотр камеры сгорания и проточных частей компрессора и турбины с помощью бороскопа используется, например, на отечественных агрегатах ГПА-Ц-16.

Методы и средства вибрационной диагностики позволяют определять техническое состояние агрегатов ГТУ по различным параметрам вибрации. Штатными датчиками контроля вибрации оснащены, например, газоперекачивающие агрегаты ГПА-Ц-6,3 и импортные ГПА всех типов. Для использования этих датчиков в целях диагностики требуется дополнительная диагностическая аппаратура.

Совершенствование систем автоматизации ГТУ идет по пути создания комплексных средств управления, выполняющих все необходимые функции управления, регулирования и защиты агрегатов. У нас в стране выполнены работы по усовершенствованию автоматизации ГТУ для ГПА [28].

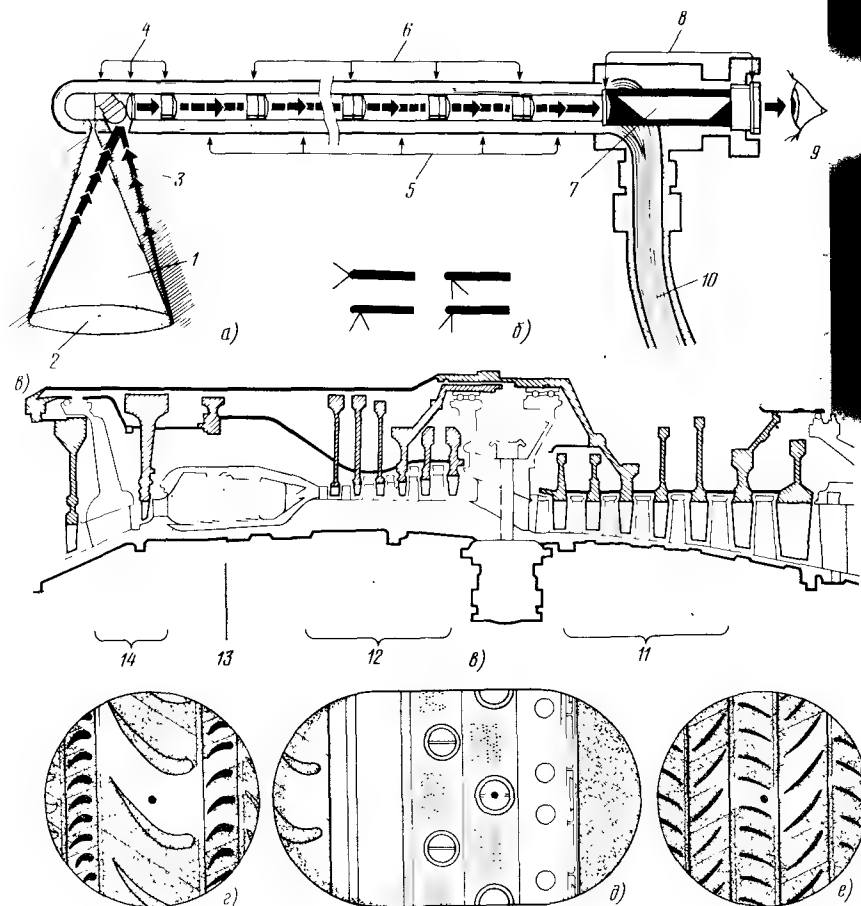


Рис. 5.23. Бороскоп (а), углы обзора бороскопа (б), места его ввода для осмотра основных элементов двигателя (в), поля обзора в турбине (д) и компрессоре (е):

1 — ход луча света; 2 — площадь обзора; 3 — оптический ход лучей к глазу наблюдателя; 4 — линзы объектива; 5 — дистанционные втулки; 6 — промежуточные линзы; 7 — корректирующая призма; 8 — окуляр; 9 — расположение глаза наблюдателя; 10 — волоконный световод, по которому подводится свет от источника к площади обзора; 11 — места обзора в КНД; 12 — места обзора в КВД; 13 — место обзора в камере сгорания; 14 — места обзора в ТВД и ТНД

Перспективным путем развития систем автоматического управления является построение системы с применением микропроцессоров; при этом ожидается существенное улучшение технико-экономических характеристик ГТУ, в частности за счет высокой надежности микропроцессоров.

При эксплуатации ГТУ различных типов может происходить загрязнение проточных частей компрессоров и турбин промышленными отложениями, солями морской воды, пылью или песком. Иногда происходит также эрозионный износ деталей проточной части некоторыми из этих включений. Отложения приводят к снижению КПД и напорности ком-

прессора и пропускной способности турбины, к снижению мощности и экономичности установки, к появлению опасности помпажа компрессора. Для защиты проточной части компрессора от отложений применяют воздухоочистители при входе в компрессор. Для обеспечения высокой надежности ГТУ к воздухоочистительным устройствам предъявляются жесткие требования (по ГОСТ 21199-82); в частности, остаточная среднегодовая запыленность воздуха на входе в компрессор не должна превышать $0,3 \text{ мг/м}^3$, а для твердых частиц размером более 20 мкм — $0,03 \text{ мг/м}^3$.

Для стационарных ГТУ, работающих в зонах средней и высокой запыленности, наиболее рациональна двухступенчатая очистка воздуха. В качестве первой ступени применяют инерционные фильтры жалюзийного или циклонного типов, а в качестве второй ступени — различные тканевые или масляные сетчатые фильтры. Для лучших конструкций инерционных фильтров степень очистки от пыли размером более 15 мкм высока: $\eta = 95 \div 99 \%$. (Под степенью очистки воздуха η понимают выражаемую в процентах долю массового расхода уловленных в воздухоочистителе загрязняющих воздух примесей от общего массового расхода примесей, поступивших в воздухоочиститель.)

Улавливание частиц пыли размером менее 15 мкм осуществляется чаще всего с помощью тканевых фильтров (панельных или рулонных). Рулонные фильтры широко применяются в качестве второй ступени очистки для стационарных приводных ГТУ зарубежных фирм. В отечественных и зарубежных стационарных ГТУ в качестве второй ступени очистки засасываемого воздуха находят также применение сетчатые фильтры с неподвижными или перемещаемыми панелями. Их сетки, так же как ткань в рулонных фильтрах, смачиваются маслом. Степень улавливания мелкой пыли фильтрами тонкой очистки может достигать $98-99,5 \%$. Для ГТУ, работающих на компрессорных станциях, применяют высокоэффективный самоочищающийся фильтр, который впервые начал эксплуатироваться на агрегатах "Марс". Особенностью фильтра является периодическая очистка фильтрующих элементов продувкой их сжатым воздухом от компрессора ГТУ.

Однако даже высокой степени очистки недостаточно для предотвращения отложений, поэтому применяют периодическую очистку проточных частей ГТУ, для чего используют различные средства. При работающей машине применяют периодическую абразивную очистку компрессоров стационарных приводных ГТУ на компрессорных станциях газопроводов с использованием размолотой косточковой крошки (из ореховых косточек). Применяют также промывку моющей жидкостью, продувку паром (например, от вспомогательного котла на судне).

Особенно сложно проблема борьбы с отложениями и эрозией решается в ГТД колесных и гусеничных машин. В них применение воздухоочистителей с высокой степенью очистки затруднено из-за больших объемов, которые такие воздухоочистители занимают. Кроме того, высокие значения η , являющиеся достаточными, если двигатель работает на воздухе с большим содержанием кварцевой пыли (с большим содержанием SiO_2 — от 60 до 90 %), оказываются недостаточными, если воздух содержит лессовую пыль (с большим содержанием CaO — до 7-9 и Na_2O —

до 12–13 %). В этом случае даже при $\eta = 97 \div 98$ % на лопатках первого соплового аппарата турбины при $T_T \geq 1270$ К образуются пылевые отложения, перекрывающие со временем междолаточные каналы и сильно ухудшающие нормальную работу двигателя [51]. Эти отложения состоят из мелких (1–2 мкм) частиц спекшейся пыли, температура плавления которой составляет 1420–1570 К. Снижение отложений наблюдается лишь при $\eta = 99,7 \div 99,8$ %, т.е. практически при абсолютной (100 %-ной) очистке воздуха. Такой очиститель можно создать, но его объем будет в 3–4 раза больше, чем у воздухоочистителя с $\eta = 98$ %. Значения $\eta = 100$ % получаются, например, в двухступенчатом воздухоочистителе, первая ступень в котором инерционная (например, циклонный фильтр), вторая — барьерная (например, бумажная кассета). Такой очиститель имеет большое гидравлическое сопротивление и ухудшает эксплуатационные характеристики транспортной машины, так как требует периодической очистки второй ступени. Поэтому применение двухступенчатых воздухоочистителей считается целесообразным только на транспортных машинах, которые располагают достаточными объемами для их размещения и которые большую часть времени эксплуатируются в условиях низкой (до $0,0035$ г/м³) или умеренной (до $0,02$ г/м³) запыленности воздуха.

Двухступенчатый циклонно-фильтрующий воздухоочиститель применен на гусеничной транспортной машине с ГТД AGT-1500. Испытания двигателя в условиях сильно запыленного воздуха показали эффективность системы воздухоочистки.

Применение в условиях повышенной запыленности воздуха более простых одноступенчатых инерционных воздухоочистителей с $\eta = 97 \div 99$ % обеспечивает защиту воздушных трактов ГТУ от абразивного износа, но для борьбы с отложениями в теплообменнике и высокотемпературной части двигателя, особенно в турбине, в конструкцию ГТД вводят специальные системы и устройства, периодически устраняющие пылевые отложения с элементов проточной части ГТД. Применение одноступенчатых воздухоочистителей существенно упрощает эксплуатацию машины и практически исключает необходимость проведения обслуживания воздухоочистителя. При высоких температурах атмосферного воздуха (до 45–50 °С) и запыленности воздуха 1,5–2 г/м³ очистительные устройства включаются уже через 2 ч работы, продолжительность включения составляет примерно 1 мин.

Проблема борьбы с пылевыми отложениями имеется и в газовых утилизационных турбинах (ГУБТ) (см. § 2.3, 3.3), в которых рабочим телом является доменный газ. Несмотря на высокую степень очистки, в турбину попадает много мелкодисперсной колошниковой пыли, осаждающейся на поверхностях проточных частей турбин. Для ее удаления применяется периодическая промывка моющей жидкостью без остановки турбины.

Для снижения отложений и повышения коррозионной стойкости деталей проточных частей судовых ГТУ устанавливают специальные сепараторы влаги во входных воздушных каналах, покрывают детали специальными лаками и красками. Комплекс мероприятий, выполненных при проек-

тировании ГТУ для судна "Капитан Смирнов", позволил обеспечить малое количество отложений солей в проточной части.

При некоторых условиях эксплуатации наблюдается образование льда во входном тракте и компрессоре. Для борьбы с льдообразованием применяют электрообогрев входных устройств транспортных ГТУ, вводят тепловые противообледенительные устройства для нагрева рабочего воздуха перед компрессором приводных стационарных ГТУ и т.д. Для нагрева используют теплоту отработавших газов, которая передается засасываемому воздуху в смесительных или рекуперативных теплообменниках.

Исследуются возможности конструирования проточных частей, позволяющего уменьшить отложения и износ. К сожалению, таких решений очень мало, они носят поисковый, экспериментальный характер, слабо обоснованы теоретически. Процессы переноса, эрозии и отложений частиц в проточных частях находятся в начальной стадии изучения.

К мерам по повышению надежности и удлинению срока службы относятся очистка топлива и смазочного масла от примесей.

5.5. Уменьшение токсичности отработавших газов и шумности ГТУ

В отработавших газах (ОГ) содержатся токсичные соединения, основными из которых являются оксид углерода CO , углеводороды C_xH_y , оксиды азота NO_x . Из них основным токсичным компонентом, содержание которого в ОГ уменьшается с трудом, являются окислы азота. У современных ГТУ с регенерацией теплоты окислы азота создают до 95 % общего уровня токсичности. Поэтому основное внимание уделяется уменьшению содержания NO_x в ОГ.

Токсичность ОГ, выбрасываемых ГТУ, ниже токсичности ОГ, выделяемых тепловыми двигателями других типов. Несмотря на это, проблеме уменьшения токсичности ГТУ уделяется серьезное внимание. Это объясняется следующими причинами:

1. Нормы токсичности постоянно ужесточаются. В СССР с января 1978 г. в соответствии с отраслевым стандартом ОСТ 37.001.54-74 установлены объем испытаний, допустимые нормы и методы определения содержания CO , C_xH_y и NO_x в выделяемых в атмосферу ОГ двигателей автомобилей массой 400–3500 кг. В качестве первоначально допустимых норм на выбросы CO , C_xH_y и NO_x дизелей отечественных автомобилей рекомендованы с 1 января 1980 г. 13,6; 4,1; 20,4 г/(кВт · ч); с 1 января 1985 г. — 8,2; 2,7; 13,6 г/(кВт · ч). Для автомобильных ГТД в первом приближении можно пользоваться этими нормами, поскольку для отечественных автомобилей с ГТД исследования токсичности для установления норм практически не проводились. В США автомобильные двигатели по стандартам 1977 г. могли выделять до 15 г CO , до 1,5 г C_xH_y и до 2 г NO_x на одну милю пути, а по стандартам 1985 г. эти значения должны быть соответственно снижены до 3,4; 0,41 и 1 г на одну милю. Аналогичные ужесточения характерны и для ГТУ других типов.

2. Повышение T_r усложняет проблему уменьшения токсичности ОГ, прежде всего уменьшения содержания NO_x . Применение регенерации теплоты ОГ в ГТУ некоторых типов (колесных и гусеничных машин и в приводных) также приводит к росту уровня выбросов NO_x .

3. Из-за больших удельных расходов воздуха через ГТУ абсолютные выбросы токсичных веществ в единицу времени могут оказаться достаточно большими и привести к местным недопустимо большим загрязнениям воздуха, например в карьерах, зонах аэропортов и т.д.

4. Многие ГТД, например транспортные, эксплуатируются на различных режимах, при которых состав рабочей смеси в камерах сгорания изменяется в широких пределах. При этом камера сгорания, обеспечивающая высокую чистоту ОГ на режиме номинальной мощности, может оказаться неприемлемой из-за недопустимо больших выбросов на других режимах.

Основные направления работ по снижению токсичности ОГ ГТД сводятся к следующим:

1) совершенствование процессов смесеобразования и горения путем применения камер сгорания с предварительным смесеобразованием, изменяемой геометрией и каталитическим процессом сгорания;

2) впрыск воды или пара в камеру сгорания ГТУ с целью форсирования мощности и уменьшения содержания NO_x ;

3) разработка новых средств изучения процессов в камерах сгорания с целью определения содержания токсичных компонентов в различных зонах камеры;

4) использование водорода в качестве дополнительного и основного топлива.

Предварительное смесеобразование (гомогенизация) — один из наиболее эффективных процессов, обеспечивающих выбросы NO_x в 10–15 раз более низкие, чем у дизелей, и значительно более низкие, чем предельно допустимые по нормам и стандартам. Схема и характеристика одного из вариантов таких камер показана на рис. 5.24 [48]. В ней удается значительно снизить нижний предел температуры горения гомогенной смеси без существенного увеличения выбросов CO и C_xH_y сжиганием смеси (с расходом топлива 2–7 % общего расхода) на пламени дежурной горелки и таким образом обеспечить низкую токсичность ОГ во всем диапазоне рабочих режимов. В перспективных АГТД типа АГТ-100 и АГТ-101 применены варианты камер сгорания с предварительным смесеобразованием и испарением, имеющие изменяемые проходные сечения для воздуха (изменяемую геометрию). Регулируемые проходные сечения позволяют поддерживать температуру в зоне горения в необходимых диапазонах на всех режимах работы ГТД. Однако камеры сгорания с изменяемой геометрией имеют конструкционные недостатки: трудность регулирования и недостаточную долговечность из-за наличия скользящих одна относительно другой деталей.

Процесс каталитического сгорания топлива в ГТД обеспечивает большую полноту сгорания и меньший выход токсичных компонентов, чем процесс горения в обычной камере сгорания. Первоначальный разогрев топливовоздушной смеси в системах с каталитическими камерами осу-

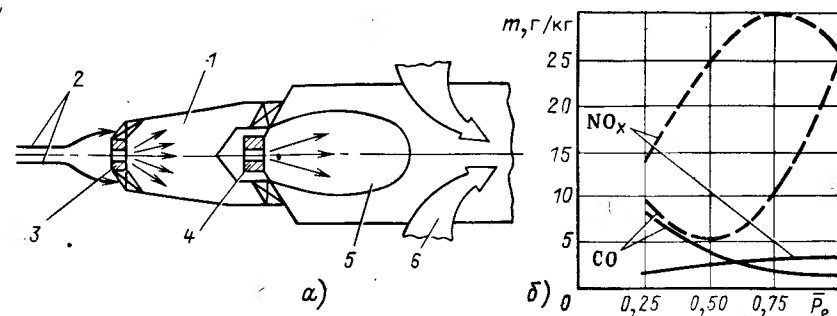


Рис. 5.24. Схема (а) и нагрузочные характеристики токсичности (б) гомогенной камеры сгорания АГТД:

1 — камера предварительного смешения; 2 — подвод воздуха из теплообменника ($T_{\text{в}} \approx 770 \text{ K}$); 3 — основная топливная форсунка; 4 — дежурная форсунка; 5 — зона горения ($T_{\text{макс}} = 1570 \text{ K}$); 6 — вторичный воздух; — — — АГТД; — — — — дизели (выбросы отнесены к 1 кг расхода топлива, который принят одинаковым для дизелей и АГТД [48])

ществляется при обычном горении до температуры каталитического горения. Оно может происходить при весьма бедных смесях, в которых соотношение расходов топлива и воздуха не выше 0,2. Невысокие температуры в процессе горения обеспечивают низкий выход NO_x . Существенным недостатком каталитических камер является их большой объем, необходимый для осуществления активной поверхностной реакции. Поэтому основное применение они смогут, по-видимому, найти в стационарных и крупных транспортных ГТУ. Кроме того, возможности каталитических камер ограничены температурой, которую может выдержать катализатор.

Каталитическая камера сгорания может выполняться в виде основы из жаростойкого металлического блока со множеством ячеек (например, с плотностью 60 ячеек на 1 см^2 площади), имеющих стенки толщиной 0,05–0,1 мм. На основу наносится соединение одного или нескольких металлов (например, родия, рутиния, палладия, иридия и платины).

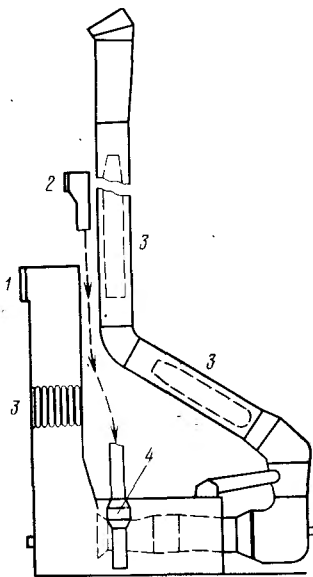
Каталитические камеры сгорания пока не вышли из стадии опытных образцов. Однако размах этих работ за рубежом достаточно велик.

При впрыске воды или пара в камеру сгорания содержание NO_x в ОГ существенно снижается. Например, впрыск воды в количестве 2,5 % расхода воздуха через компрессор уменьшает содержание NO_x в 3–5 раз. Впрыск воды с этой целью применяет фирма "Вестингауз". В испытываемой в настоящее время японской энергетической ГТУ (см. рис. 3.13) уменьшение токсичности достигается впрыском воды в воздухоохладитель между компрессорами.

Водород рассматривается как перспективное топливо для ГТУ, так как продукты его сгорания не загрязняют окружающую среду, а источником для его получения может являться вода. Вместе с тем считается, что широкое распространение водорода как топлива возможно только при получении его на АЭС, на которых большая доля производимой энергии может направляться, особенно в периоды пониженного ее потребления, на производство водорода.

Рис. 5.25. Газовыпускной тракт ГТУ судна "Евролайнер":

1 — подвод первичного (рабочего) воздуха;
2 — подвод вторичного воздуха системы охлаждения;
3 — глушители шума; 4 — вентилятор



Водород в ГТУ может применяться либо в чистом виде, либо в смеси с другими видами топлива. При этом водород эффективно заменяет часть углеводородного топлива. Например, при увеличении массового содержания водорода в камере сгорания ГТУ на 10% расход нефтяного топлива уменьшается на 30 % и более. При подаче в камеру сгорания 5–7% водорода (от массы основного углеводородного топлива) можно обеспечить снижение выбросов CO и C_xH_y в 4–5 раз, а канцерогенных веществ — более чем в 10 раз.

ГТУ являются источниками вредного для здоровья обслуживающего персонала и окружающего населения высокочастотного шума. Для снижения уровней шума до допустимых санитарных или технических норм требуется установка специальных устройств. В местах нахождения обслуживающего персонала и в помещениях управления ГТУ допустимые уровни звукового давления (в децибелах) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 63 до 8000 Гц, а также уровни звука и эквивалентные уровни звука в "децибелах А" регламентируются ГОСТ 12.1.003–83 (СТ СЭВ 1930–79).

Для ГТУ характерен шум аэродинамического и механического происхождения. Шум аэродинамического происхождения возникает вследствие стационарных и нестационарных процессов в воздухе и продуктах сгорания во всем аэродинамическом тракте от воздухозаборного устройства до выпуска отработавших продуктов сгорания. С целью снижения уровня шума этого вида применяют различные средства во входных и выпускных устройствах ГТУ. Любое изменение направления течения в тракте от места всасывания воздуха до двигателя — мера, часто применяемая по другим причинам, — способствует ослаблению звука. Эффективной для снижения уровня шума в окружающем пространстве является установка решетки из толстых пластин, изготовленных из плотных (до 90 кг/м^3) волокнистых материалов (синтетического волокна, войлока и т.п.) и защищаемых снаружи перфорированными металлическими листами и проволоочной сеткой. Такая решетка может устанавливаться во впускном тракте. В выхлопные газопроводы ставят глушители торпедообразной формы (рис. 5.25), которые перекрывают центральную часть тракта и создают дополнительные объемы для поглощения звука. Шумопоглощающие материалы в газовыпускном тракте выбираются более

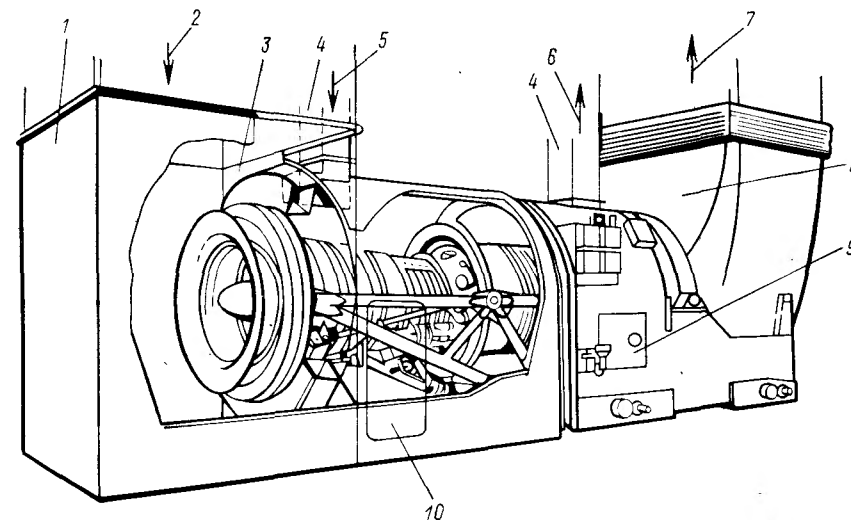


Рис. 5.26. Компонировка судовой ГТУ в кожухе:

1 — звукоизолированная воздухоприемная камера; 2 — прием воздуха; 3 — съемная противопожарная переборка (для выемки газогенераторной части); 4 — вентиляция кожуха генератора газа; 5 — вход воздуха; 6 — выход воздуха; 7 — выход отработавших газов; 8 — газовыпускной патрубок; 9 — крепежные опоры (с обеих сторон); 10 — входная дверь в звукоизолированный кожух газогенератора

стойкими к высокой температуре газа и также защищаются листами для предотвращения эрозии.

Одним из достоинств регенеративных ГТУ является то, что теплообменник в них является глушителем и частично решает проблему шумоглушения совместно с решением проблемы снижения температуры ОГ.

Целям глушения шума и снижения температуры ОГ служит котел-утилизатор, располагаемый за турбиной в выхлопном тракте (как в установке судна "Капитан Смирнов").

Для предотвращения распространения шума механического происхождения, возникающего из-за вибрации ГТУ и агрегатов вспомогательных систем, применяют упругие амортизаторы, а также гибкие вставки в трубопроводах и воздуховодах, подведенных к двигателю.

Для уменьшения уровня шума и снижения теплового излучения самого ГТД применяют звукоизоляционные кожухи (рис. 5.26). Кожухи покрывают изнутри звукоизолирующим материалом и снабжают вентиляцией.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ие. 1982. 247 с.
2. Артемов Г.А., Бойков В.П., Гильмутдинов А.Г. Судовые газотурбинные установки. Л.: Судостроение, 1978. 248 с.
3. Бажеиов Г.В. Перспективы развития газоперекачивающих агрегатов. — Энергомашиностроение, 1981, № 12, с. 9–10.
4. Бажеиов Г.В., Романов В.И., Лисов В.Т. Судовая газотурбинная установка М-25. — Морской флот, 1976, № 9, с. 43–46.
5. Бартош Е.Т. Газотурбозвоы и турбопоезда. М.: Транспорт, 1978. 311 с.
6. Бодров И.С., Огурцов А.П., Резниченко В.Я. Энергетическая газотурбинная установка мощностью 150 МВт. — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с. 11–17.
7. Высокоскоростная линия Париж–Лион. — Железнодорожный транспорт, 1980, № 7, с. 74.
8. Высокоскоростная базовая газотурбинная установка мощностью 200 МВт/ В.В. Уваров, В.С. Бекнев, В.Е. Михальцев и др. — Теплоэнергетика, 1965, № 5, с. 7–16.
9. Газоперекачивающие установки с судовым приводом. — Газовая промышленность, 1983, № 4, с. 2–3.
10. Газотурбинные стационарные установки открытого и полужамкнутого циклов большой мощности/ В.В. Уваров, В.С. Бекнев, Э.А. Манушин и др. — Теплоэнергетика, 1974, № 3, с. 7–12.
11. Газотурбинные установки быстроходных судов/ А.Г. Курзон, А.Д. Межеричкий, Ю.И. Митюшкин, В.Ю. Тихоплав. Л.: Судостроение, 1969. 330 с.
12. Газотурбинные установки замкнутого цикла для АЭС с высокотемпературными газоохлаждаемыми и термоядерными реакторами/ В.С. Бекнев, В.П. Иванов, И.Г. Суровцев и др. — Промышленная теплотехника, 1980, т. 2, № 6, с. 5–11.
13. Головизин В.П., Корсов Ю.Г. Основные направления технического прогресса в стационарном газотурбостроении СССР. — Промышленная теплотехника, 1980, т. 2, № 6, с. 11–18.
14. ГОСТ 21199–82. Установки газотурбинные. Общие технические требования.
15. Исследование термодинамической эффективности тепловых схем газотурбинных воздушно-аккумулирующих электростанций/ Ю.Г. Корсов, В.Е. Михальцев, В.Д. Моляков и др. — Теплоэнергетика, 1980, № 3, с. 53–58.
16. Каплаи М.П. Некоторые результаты расчетных проработок энергоустановок с гелиевыми ГТУ. — Энергомашиностроение, 1983, № 2, с. 29–33.
17. Кириллов И.И. Перспективы развития газопаровых установок. — Промышленная теплотехника, 1980, т. 2, № 6, с. 18–24.
18. Ковалевский М.М. Стационарные ГТУ открытого цикла. М.: Машиностроение, 1979. 262 с.
19. Копелев С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин. М.: Наука, 1983. 145 с.
20. Кузнецов А.Л., Крииский А.А. Газотурбинный агрегат ГТН-25. — Энергомашиностроение, 1981, № 12, с. 12–16.
21. Курзон А.Г., Страутман И.Ф., Уваров А.Б. Исследование одноконтурных паротурбинных и парогазотурбинных установок в качестве двигателей подводных аппаратов. — Тр. Ленингр. кораблестроительного ин-та, 1978, с. 3–14.
22. Лебедев Н.М. Эффективность использования авиационных двигателей в газоперекачивающих агрегатах. — Промышленная теплотехника, 1981, т. 3, № 3, с. 84–87.
23. Леоитьев А.И., Самсоиов В.Л., Шмидт К.Л. Замкнутые газотурбинные установки для солнечных орбитальных станций. — Теплоэнергетика, 1983, № 3, с. 68–70.
24. Лисов В.Т. Главный газотурбинный агрегат судна "Капитан Смирнов". — Судостроение, 1980, № 3, с. 30–32.
25. Люлька А.М. О состоянии и перспективах развития газотурбостроения в СССР. — Промышленная теплотехника, 1981, т. 3, № 3, с. 3–8.
26. Маиеврейиый энергоблок с охлаждаемым реактором/ Н.Н. Пономарев-Степной, А.Н. Проценко, Г.Г. Ольховский и др. — Теплоэнергетика, 1981, № 8, с. 11–16.
27. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкий А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1977. 447 с.
28. Мартыиов Б.П. Опыт изготовления и эксплуатации газоперекачивающих агрегатов. — Энергомашиностроение, 1981, № 12, с. 11–12.
29. Никитиин В.И. Применение покрытий для защиты лопаток газовых турбин от сульфидно-окисной коррозии. — Энергомашиностроение, 1980, № 2, с. 41–42, 44.
30. Новые судовые турбогенераторы/ Б.Г. Викторов, В.Ф. Дергач, Э.П. Ривлин и др. — В кн.: Совершенствование судовых турбинных установок. Л.: Судостроение, 1977, вып. 243, с. 16–22.
31. Ольховский Г.Г. Газовые турбины в советской энергетике. — Теплоэнергетика, 1981, № 8, с. 2–7.
32. Ольховский Г.Г. Энергетические газотурбинные установки/ Итоги науки и техники. Тепловые электрические станции. Теплоснабжение. т. 1 — М.: ВИНТИ, 1979. — 122 с.
33. О преимуществах укрупнения единичной мощности газоперекачивающих агрегатов/ А.Л. Кузнецов, В.Е. Ейдокимов, Ю.Г. Корсов, П.В. Храбров. — Энергомашиностроение, 1980, № 2, с. 4–8.
34. Опыт эксплуатации пиковых газотурбинных установок типа ГТ-100 на электростанциях Минэнерго СССР/ Г.Г. Ольховский, И.С. Бодров, А.К. Кириш и др. — Промышленная теплотехника, 1980, т. 2, № 6, с. 108–116.
35. Парогазовая ТЭЦ с внутрицикловой газификацией твердого топлива/ В.С. Варварский, В.Б. Грибов, Е.Н. Прутковский, В.И. Савин. — Теплоэнергетика, 1981, № 8, с. 16–20.
36. Парогазовая установка мощностью 750 МВт утилизационного типа на природном газе/ Н.С. Чернецкий, Г.Г. Ольховский, П.А. Березинец и др. — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с. 6–10.
37. Перспективы использования ГТУ в установках с ВТГР/ В.С. Бекнев, А.И. Леонтьев, И.Г. Суровцев, К.Л. Шмидт. — Энергомашиностроение, 1983, № 2, с. 25–29.
38. Перспективы повышения эффективности пиковых ГТУ/ И.И. Кириллов, Л.В. Арсеньев, Е.А. Ходак и др. — Теплоэнергетика, 1981, № 4, с. 41–44.
39. Перспективы развития газоохлаждаемых ядерных установок с ВТГР/ Р.Г. Богоявленский, В.Н. Гребенник, Н.Н. Пономарев-Степной, Г.А. Филиппов. — Энергомашиностроение, 1983, № 1, с. 25–30.
40. Перспективы создания атомной одноконтурной гелиевой турбоустановки с высокотемпературным реактором электрической мощностью 1 млн. кВт. — Энергомашиностроение, 1980, № 2, с. 45.
41. Повышение эксплуатационных показателей газотурбинной установки ГТ-25/ Л.В. Арсеньев, Е.А. Ходак, А.Л. Беркович и др. — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с. 34–37.
42. Подберезии О.Л., Осипенко В.Н., Проскураков Г.В. Новый газоперекачивающий агрегат мощностью 16 МВт. — Энергомашиностроение, 1983, № 2, с. 2–5.
43. Поляков Л.Л. Газоперекачивающие агрегаты блочно-контейнерного типа с авиаприводом. — Газовая промышленность, 1982, № 9, с. 2.
44. Пономарев Б.А. Настоящее и будущее авиационных двигателей. М.: Воениздат, 1982. 240 с.
45. Романов В.И., Лисов В.Т. Развитие судовых газотурбинных установок. — Судостроение, 1979, № 4, с. 25–28.
46. Сафроиов А.А. Совершенствование технологии сварки при изготовлении ответственных деталей и узлов газоперекачивающих агрегатов. — Энергомашиностроение, 1981, № 12, с. 28–30.

47. Способ утилизации тепла горения колчедана в печах с псевдоожиженным слоем с использованием воздушно-турбинных установок/ В.Г. Терновский, В.Г. Васильева, А.А. Егоркина и др. — Химическая промышленность, 1977, № 12, с. 34–37.
48. Спундз Я.А. Перспективы развития автомобильных газотурбинных двигателей. — Промышленная теплотехника, т. 2, № 6, 1980, с. 28–35.
49. Стырикович М.А., Шпильрайи Э.Э. Энергетика. Проблемы и перспективы. М.: Энергия, 1981. 192 с.
50. Сурков В.В. Комбинированная установка АЭС–ГТУ. — Теплоэнергетика, 1981, № 10, с. 57–58.
51. Транспортные машины с газотурбинными двигателями/ Н.С. Попов, С.П. Изотов, В.В. Антонов и др.; Под общ. ред. Н.С. Попова, С.П. Изотова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 221 с.
52. Тырышкии В.Г., Бодров И.С., Резниченко В.Я. Использование высокотемпературных одновальных газотурбинных установок типа ГТЭ-150 ЛМЗ в составе комбинированных энергетических ПГУ различных схем. — Энергомашиностроение, 1980, № 9, с. 11–16.
53. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1970. 320 с.
54. Уваров В.В., Иванов В.Л., Маиушин Э.А. О создании высокотемпературных газотурбинных установок. — Тр. МВТУ, 1970, № 134, с. 120–132.
55. Уваров С.Н. Авиационные газотурбинные двигатели в энергетике. Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1971. 80 с.
56. Швеи И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев: Наукова Думка, 1974. 487 с.
57. Bammert K. Layout of gas cycles for solar power generation. — Electric Power System Research, 1980, vol. 3, N 3–4, p. 163–183.
58. Gartside R.J. Save energy with gas turbines. — Hydrocarbon Process, 1980, vol. 60, N 1, p. 141–146.
59. Gas turbine world handbook 1982–1983, vol. 7, p. 276–277.
60. Hori A., Takeya K. Outline of plan for advanced reheat gas turbine. — Trans. ASME. Journal of Engng for Power, 1981, vol. 103, N 4, p. 772–775.
61. Huntorf in operation. — Gas Turbine World, Jan. 1979, p. 16.
62. Jeffs E. Japan's 124-MW high temp pilot plant ready for test. — Gas Turbine World and Cogenerat., 1983, vol. 13, N 4, p. 14–17.
63. Marine gas turbines. — Marine Engng, 1980, vol. 85, N 10, p. 49–52, 56, 58, 60, 62, 64, 66.
64. McDonald C.F. The nuclear closed-cycle gas turbine (GT–HTGR) — a utility power plant for the year 2000. — AIAA Paper, 1979, N 191, 11 p.
65. Rice J.G. The reheat gas turbine combined cycle. — Turbomach. International, 1981, vol. 22, N 6, p. 7–14.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
<i>Глава первая. Рабочие процессы и действительные термодинамические циклы современных и перспективных газотурбинных и комбинированных установок</i>	7
1.1. Газотурбинные установки на органическом топливе	7
1.2. Газотурбинные установки на ядерном топливе	17
1.3. Комбинированные турбинные установки на органическом и ядерном топливах и на солнечной энергии	18
<i>Глава вторая. Развитие стационарных и транспортных газотурбинных и комбинированных установок. Общий уровень газотурбостроения</i>	23
2.1. Приводные стационарные ГТУ	23
2.2. Энергетические стационарные ГТУ	31
2.3. Технологические и утилизационные стационарные ГТУ	47
2.4. Судовые ГТУ	48
2.5. Локомотивные ГТУ	56
2.6. ГТД колесных и гусеничных машин	58
<i>Глава третья. Конструкционные особенности стационарных газотурбинных и комбинированных установок</i>	67
3.1. Приводные стационарные ГТУ	67
3.2. Энергетические стационарные ГТУ	81
3.3. Технологические и утилизационные ГТУ	103
<i>Глава четвертая. Конструкционные особенности транспортных газотурбинных и комбинированных установок</i>	105
4.1. Судовые ГТУ	105
4.2. Локомотивные ГТУ	109
4.3. ГТД колесных и гусеничных машин	113
<i>Глава пятая. Проблемы и пути совершенствования газотурбинных и комбинированных установок</i>	122
5.1. Повышение параметров рабочего процесса, совершенствование узлов	122
5.2. Охлаждение турбин	128
5.3. Совершенствование материалов и процессов изготовления	139
5.4. Повышение эксплуатационной надежности и удлинение срока службы	154
5.5. Уменьшение токсичности отработавших газов и шумности ГТУ	159
Список литературы	164